

ملخص عن البحث

يدرس في هذا البحث إمكانية الاستفادة من الطاقة الحرارية الضائعة مع ماء التبريد وغازات العادم في محركات الديزل و بالتالي الاستفادة من الطاقة الحرارية المسترجعة من خلال استخدامات متنوعة كالتبريد والتدفئة وغيرها وذلك تبعاً للاستطاعة الحرارية المسترجعة ومكان الحاجة إليها، ومبرر هذه الدراسة هو واقع ما يحمله ماء التبريد وغازات العادم من طاقة حرارية كبيرة يمكن استغلالها في عدة مجالات وهذا يعد بمثابة إنتاج طاقة إضافية. وقد تم اقتراح الدارات التي يمكن استخدامها بغرض الاستفادة من الطاقة الحرارية الضائعة مع كل من ماء التبريد وغازات العادم في محركات الديزل والدراسة الحرارية لهذه الدارات مع النمذجة اللازمة باستخدام الحاسب.

summry

This study addresses the use of the lost heat energy in both cooling water and exhaust gases in diesel engines .it also looks into the utilization of the recovered heat energy in various uses, such as cooling and heating in line with the recovered heat energy and the needs for using it .This is done because of the fact that cooling water and exhaust gases have a huge heat energy that can be used in many ways to produce additional power.

this research introduces the circuits which may be used to recover the lost heat from cooling water and exhaust gases in diesel engines. it also presents the thermal study and computer simulation of these circuits.

مقدمة عن البحث

يعتبر توفر مصادر الطاقة أمر أساسي لرفاهية الإنسان وتقدمه ورفع مستواه المعيشي وزيادة قدراته على التعامل مع المعطيات الطبيعية من أجل تحقيق متطلباته الحياتية، والواضح تاريخياً أنه كلما اكتشف الإنسان مصدراً جديداً للطاقة حدثت ثورة علمية في حياته زادت من قدراته الانتاجية في مجال الصناعة والزراعة والتجارة والسفر والتنقل وتوفير متطلبات الراحة المادية.

تكتفت الجهود البشرية مؤخراً في البحث عن مصادر الطاقة من فحم وبتترول وغاز لتلبية الطلب المتصاعد على مصادر الطاقة هذه ومع المزيد من اكتشاف مصادر للطاقة كان الاستهلاك يتصاعد بمعدلات عالية ووصل الأمر إلى حد أن البشر بدوا وكأنهم مغرمون بالبحث عن طرق ووسائل لاستهلاك ما يكتشف من هذه المصادر دون التفكير في المستقبل، لذلك تتركز الاتجاهات المعاصرة لمواجهة محدودية مصادر الطاقة الحالية واحتمال استنزافها المستقبلي في اتجاهين أساسيين :

الأول: البحث عن مصادر بديلة للطاقة ويفضل أن تكون مصادر دائمة متجددة (كالطاقة الشمسية وطاقة الرياح وغيرها).

الثاني: التعامل مع مصادر الطاقة ومع احتياجات الإنسان للطاقة بشكل علمي لتقليل معدلات استنزاف الطاقة و بالتالي القيام بإجراءات حفظ الطاقة والاستفادة منها وتقليل الضياعات قدر الإمكان.

في ضوء حفظ الطاقة والاستفادة منها تم في هذا البحث دراسة إمكانية استثمار الطاقة الحرارية الضائعة مع كل من ماء التبريد وغازات العادم في محركات الديزل والاستفادة من الطاقة الحرارية المسترجعة في استخدامات متنوعة كالتبريد والتدفئة وأغراض التسخين وغيرها وذلك تبعاً للاستطاعة الحرارية المسترجعة والحاجة إليها، وقد قمنا بهذه الدراسة نظراً لما يحمله كل من ماء التبريد وغازات العادم من طاقة حرارية كبيرة التي من الممكن استغلالها في شتى المجالات في الوقت الحاضر لإنتاج طاقة إضافية.

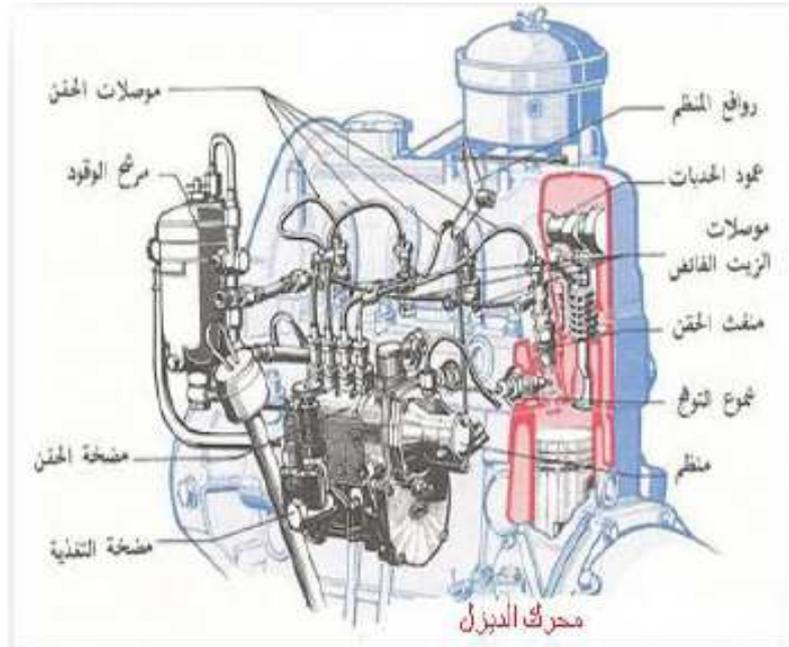
في هذا البحث تم اقتراح الدارات الممكن استخدامها للاستفادة من الطاقة الحرارية الضائعة مع كل من ماء التبريد وغازات العادم في محركات الديزل والدراسة الحرارية لهذه الدارات و نمذجة الدراسة باستخدام الحاسب، حيث تمت دراسة استخدام هذه الحرارة المسترجعة في عمليتي التبريد وتسخين الماء للاستخدام اليومي صيفاً، والتدفئة إضافة إلى تسخين الماء للاستخدام اليومي شتاءً.

الفصل الأول محركات الديزل

1-1 مقدمة:

كان من أهم العوامل التي ساهمت بدفع عجلة التقدم والرقي حتى وصلت الحضارة إلى ما هي عليه الآن هي تعلم الإنسان استغلال منابع القدرة المتوفرة في الطبيعة ووضعها في خدمته وكان من نتائج ذلك قيام الإنسان بصنع آلات عديدة في مقدورها تحويل الطاقة المستنبطة من مصادر طبيعية في الأصل والحصول على القدرة اللازمة التي تم تسخيرها من أجل القيام بمختلف الأعمال، هذا وقد أصبح وجود هذه الآلات ضرورة ملحة للحفاظ على المستوى الحالي من الحضارة والمدنية.

تعتبر الطاقة الكيميائية الكامنة في الوقود من أهم مصادر القدرة المختلفة والمعدة لخدمة الإنسان، تتحول هذه القدرة من خلال عملية الاحتراق إلى حرارة ومن ثم تتحول هذه الحرارة إلى طاقة ميكانيكية في الآلة الحرارية [1]. تنتمي محركات الاحتراق الداخلي إلى صنف المحركات الحرارية التي تقوم بتحويل الطاقة الحرارية الناتجة عن احتراق الوقود إلى عمل ميكانيكي مفيد، وتتميز هذه المحركات بأن كل عمليات تحويل الطاقة تجري داخل المحرك .



الشكل (1-1) محرك الديزل

يعرف محرك الديزل الشكل (1-1) بأنه أحد أنواع محركات الاحتراق الداخلي والذي يقوم بتوليد القدرة عن طريق إحراق الوقود في حيز من الهواء المضغوط الساخن، ويعرف باسم محرك لأنه آلة تولد حركة ويعد أحد أنواع محركات الاحتراق الداخلي لأن احتراق الوقود يحدث داخل اسطوانة المحرك ذاته .

لقد كان محرك الديزل منذ اختراعه، وعلى امتداد القرن العشرين، حلاً جذاباً للكثير من التطبيقات الصناعية المدنية والعسكرية، حيث رأى فيه رجال الأعمال ضالتهم المنشودة في الحصول على مصدر عملي، وموثوق، ورخيص الكلفة للطاقة. والآن وفي ضوء المتغيرات الكثيرة التي لحقت بقطاع الطاقة على امتداد القرن، فإن هذا المحرك اجتاز الخط الفاصل بين القرنين العشرين والحادي والعشرين وهو أكثر تفاعلاً بمستقبله في خدمة الإنسان. إن محرك الديزل يستطيع أن يلعب دوراً رئيساً في محطات توليد الطاقة المستقبلية، ولكن قبل أن يحدث ذلك لابد من تطوير محركات الديزل بحيث يتم التحكم بغازات العادم المنطلقة منها بالإضافة إلى التصدي للتحديات الشديدة والكثيرة التي تواجه صانعي هذا النوع من المحركات [2].

2-1 مزايا محركات الديزل

يعتبر محرك الديزل من أكثر المحركات الحرارية جودة ومعنى ذلك أنه يولد عند حرق كمية محددة من الوقود طاقة أكبر مما يمكن لأنواع الأخرى أن تولده من الطاقة كذلك يعتبر وقود الديزل أرخص ثمناً من الوقود اللازم لمحرك البنزين ويحقق محرك الديزل وفراً ملحوظاً في الوقود عند دورانه على أحمال جزئية ومعنى ذلك أن استهلاك الوقود لا يزيد بنفس المعدل الذي يزيد لكل وحدة قدرة في غيره من المحركات إذا دارت بنصف الحمل مثلاً.

ويتميز محرك الديزل بالأمان عند الاستعمال نظراً لأن الوقود المستخدم أقل عرضة للاشتعال السريع مثل البنزين لذلك يفضل استعماله في التطبيقات البحرية.

يحتفظ محرك الديزل بجودة عالية مهما طال مدة تشغيله، هذا إذا توفرت له العناية اللازمة أثناء التشغيل والصيانة الدورية اللازمة.

لا يحتاج محرك الديزل إلى كميات كبيرة من المياه التي تستخدم في تشغيل المحطات البخارية لتوليد الطاقة مما يشجع على استخدامه في المناطق النائية.

ويعتبر المحرك وحدة كاملة لتوليد الطاقة بوزن وحجم مناسبين، مما أشاع استخدامه في وحدات الجر والنقل والسفن وتسهل إدارة المحرك البارد بحيث لا يحتاج إلا إلى بضع دقائق للوصول إلى الحمل الكامل، بالإضافة إلى قلة الأيدي العاملة المطلوبة للتشغيل مما حث استخدام محرك الديزل في كثير من التطبيقات. كل هذه الميزات ساهمت ودفعت إلى تقديم الحلول الناجحة لمشاكل المحرك وتطوير إنتاجه وتحسين أدائه بما قدمته من ميدان واسع للخبرة والدراسة [2].

3-1 عيوب محركات الديزل:

لا يخلو محرك الديزل من العيوب عند مقارنته بغير من المحركات، مما يحد من استعماله في تطبيقات معينة وأهمها ارتفاع ثمنه الأولي مقارنةً بمحرك البنزين مثلاً، والسبب في ذلك أن محرك الديزل أكبر وزناً، وتصمم أجزائه لتكون أقوى وأكثر إحكاماً، حيث تتعرض هذه الأجزاء لضغوط أشد مما تتعرض لها في محرك البنزين، كذلك تعتبر الضوضاء الناتجة من تشغيل المحرك في السرعات العالية من العيوب الظاهرة للمحرك [8].

4-1 استخدامات محركات الديزل:

يجري اختيار النوع المحدد من المحركات على أساس قوة الاعتماد عليه في التشغيل، وثنمه الأولي والوفر في نفقات تشغيله وصيانته وبراعى في كثير من الحالات أن الوفر في نفقات التشغيل والصيانة قد تتوازن في المدى الطويل مع الزيادة في الثمن الأولي للمحرك.

وبالرغم من تفاوت أنواع المحركات الحرارية بالنسبة لأسس تشغيلها ونفقاتها وأسعارها الأولية إلا أن لكل نوع معين مجاله المستحب في الاستخدام والذي يتفوق فيه حسب متطلبات التشغيل، ولم يتمكن نوع واحد أن يلبي كافة الاحتياجات المتباينة أو أن يوقف تداول غيره من أنواع المحركات.

تستخدم محركات الديزل عالية القدرة في الكثير من الأغراض الصناعية مثل محطات توليد القدرة الكهربائية أو ضخ المياه أو وسائل النقل والمواصلات وهي تحتل مكانة مرموقة في الاستخدام البحري حيث أن أكثر من 75% من مجموع السفن العاملة بالقدرة الذاتية تستخدم محركات الديزل وبراعى أن محركات الديزل عالية القدرة بطيئة السرعة تنافس بجداتها جميع محركات البخار في مجال القدرات حتى خمسين ألف كيلو واط [2].

وتحد العوامل التالية من إنتاج قدرات أعلى من ذلك في الوقت الحاضر:

- زيادة وزن الأجزاء الكبيرة في المحرك، وبالتالي يزيد مقدار البري في أسطحه وتتفاقم مشاكل التبريد.

- تعقيد مشاكل التزليق والتزييت والتشحيم، والمتاعب الخاصة بها.
- صعوبة إدارة المحرك.

ويجري الاتجاه حديثاً إلى استخدام محركات الديزل في القدرات البسيطة والسرعات العالية منافساً بذلك محرك البنزين، ويستخدم في دفع القوارب والزوارق والسيارات وتوليد الطاقة الكهربائية ومضخات الحريق وضواغط الهواء والروافع كما ويعتبر محرك الديزل من أفضل أنواع المحركات لتوليد الكهرباء من أجل الاستطاعات الكبيرة.

5-1 أنواع الفقد الحراري في المحرك:

يتبدد أكثر من نصف الطاقة الحرارية للوقود في محرك الديزل، ولا يستفاد إلا من أقل من نصف القيمة الحرارية لطاقة الغازات المتمدة في الاسطوانة .

يمكن أن نلخص أشكال الفقد الحراري في المحرك بما يلي:

يتبدد جزء من الطاقة الحرارية في الأجزاء المعدنية المحيطة بالغازات مثل الأسطوانة والمكبس وغيرها كما تفقد الحرارة بالإشعاع إلى الهواء المحيط بالمحرك.

يطرد جزء من الطاقة الحرارية مع غازات العادم الخارجة من المحرك والتي يراعى أن تحدد عند مدى معين حرصاً على سلامة الأجزاء المعدنية من تأثير حرارة العادم حيث تبلغ درجة حرارة غازات العادم قيماً عالية كما ويتم فقدان جزء من الحرارة الناتجة عن الاحتراق مع مياه التبريد، وبالتالي يمكن الاستفادة من الطاقة الحرارية المطرودة مع كل من غازات العادم وماء التبريد في أغراض مختلفة كالتدفئة والتكييف أو توليد المياه العذبة وغيرها.

يبين الجدول (1-1) نسبة توزيع الطاقة الحرارية للوقود في محرك ديزل يعمل بالحمل الكامل.

النسبة المئوية من القيمة الحرارية للوقود	نوع الطاقة
33	طاقة مفيدة
9	احتكاك
27	حرارة ماء التبريد
28	حرارة غازات العادم
3	حرارة إشعاع
100	المجموع

الجدول (1-1) نسبة توزيع الطاقة الحرارية للوقود في محرك ديزل يعمل تحت الحمل الكامل

يتضح من الجدول أن مردود المحرك وسطياً يساوي 33% وكمية الحرارة المفقودة وسطياً في مياه التبريد تبلغ حوالي 27% من الطاقة الكلية المصروفة، كما و تبلغ كمية الحرارة المفقودة مع غازات العادم حوالي 28% من الطاقة الكلية المصروفة أما كمية الحرارة المفقودة نتيجة الإشعاع والاحتكاك هي 3% و 9% على التوالي.

مما سبق يتضح أن كمية الحرارة الكبرى الضائعة هي الحرارة الضائعة مع ماء التبريد وغازات العادم والتي تقارب قيمة كل منها كمية الحرارة المفيدة ومنه نستنتج أن ماء التبريد وغازات العادم تحملان معهما كمية كبيرة من الحرارة التي من الممكن استغلالها في شتى المجالات في الوقت الحاضر وهذا يتطلب إجراء الأبحاث التي تدرس كيفية استغلال هذه الطاقة والاستفادة منها.

في دراسات سابقة تمت دراسة إمكانية الاستفادة من الحرارة الضائعة من ماء التبريد أو غازات العادم أو الاثنين معاً في محركات الديزل بمختلف استخداماتها في بعض الأبحاث حيث تم دراسة الاستفادة من الحرارة الضائعة من ماء التبريد وغازات العادم في محرك ديزل يشغل مولدة في تشغيل دارة تبريد امتصاصية والحصول على طاقة تبريدية بمقدار 30 طن تبريد (14.5 طن تبريد من الحرارة الضائعة مع غازات العادم و15.5 من الحرارة الضائعة مع ماء التبريد) أو ما يعادل 105.56 kW حيث كانت استطاعة المحرك المدروس 125 HP [9].

وفي مصر تمت دراسة امكانية الاستفادة من الحرارة الضائعة من ماء التبريد و غازات العادم معاً في تسخين الوقود وفي تكييف بناء الإدارة ومركز التحكم في محطة توليد كهرباء تستخدم محركات الديزل و تتألف المحطة من 6 مولدات ديزل (ثلاثة محركات باستطاعة 2 ميغاواط و ثلاثة محركات باستطاعة 2.64 ميغاواط) [10] .

الفصل الثاني المبادلات الحرارية

1-2 مقدمة:

يشغل علم انتقال الحرارة ركناً هاماً وأساسياً في بنيان الهندسة الحرارية حيث يندر أن تخلو آلة أو منشأة من عملية انتقال للحرارة أو من مبادل حراري فالبرادات والمراجل ومبردات السيارة ومشعات التدفئة والسخانات الشمسية والمفاعلات النووية وجسم الإنسان كلها أجهزة تبادل حراري [4].

2-2 تحليل المبادل الحراري:

الهدف من تحليل المبادل الحراري هو معرفة عن كمية الحرارة المنقولة (Q) من المائع الساخن إلى المائع البارد بدلالة معامل انتقال الحرارة الإجمالي (U)، ومساحة سطح التبادل الحراري (A)، ودرجات حرارة الدخول والخروج للموائع الساخنة والباردة.

تعطى الموازنة الحرارية للمائع كما يلي:

(الطاقة المفقودة من المائع الساخن = الطاقة المكتسبة للمائع البارد) أي:

$$m_h \cdot c_{p,h} \cdot (t_{h,i} - t_{h,o}) = Q = m_c \cdot c_{p,c} \cdot (t_{c,i} - t_{c,o}) = U \cdot A \cdot LMTD$$

حيث:

m_h : هو تدفق المائع الساخن (kg/sec).

$c_{p,h}$: هي الحرارة النوعية بثبات الضغط للمائع الساخن ($\frac{J}{kg.K}$).

$t_{h,i}$: هي درجة حرارة دخول المائع الساخن (K).

$t_{h,o}$: هي درجة حرارة خروج المائع الساخن (K).

m_c : هو تدفق المائع البارد (kg/sec).

$c_{p,c}$: هي الحرارة النوعية بثبات الضغط للمائع البارد ($\frac{J}{kg.K}$).

$t_{c,i}$: هي درجة حرارة دخول المائع البارد (K).

$t_{c,o}$: هي درجة حرارة خروج المائع البارد (K) .

U : هو معامل الانتقال الحراري الإجمالي $(\frac{W}{m^2.K})$

A : مساحة سطح انتقال الحرارة (m^2) .

$LMTD$: هو فرق درجات الحرارة الوسطي اللوغارتمي (K) [3].

إن انتقال الحرارة هي عملية معقدة وقسمت نتيجة ذلك إلى حوادث بسيطة تسهل دراستها وتحديد قوانينها وهذه الحوادث البسيطة هي :

1- انتقال الحرارة بالتوصيل:

هو انتشار الحرارة نتيجة التماس المباشر بين حبيبات الأجسام وذلك عن طريق الموجات المرنة وأيضاً نتيجة حركة الذرات والالكترونات الحرة.

2- انتقال الحرارة بالحمل:

يحدث فقط في الموائع (سوائل وغازات) وتنتقل الحرارة نتيجة اختلاط الحبيبات ويلعب دوراً مهماً في ذلك طبيعة وسرعة المائع. ويترافق الحمل بالتوصيل بشكل عام.

3- انتقال الحرارة بالإشعاع الحراري:

تنتقل الحرارة عن طريق الموجات الكهرومغناطيسية وبهذا الشكل يختلف الإشعاع عن كل من الحمل والتوصيل فالإشعاع يتميز بتحول مضاعف في الطاقة اذ تتحول الطاقة الحرارية إلى طاقة إشعاع ومن ثم تتحول طاقة الإشعاع إلى طاقة حرارية [4].

المبادل الحراري: هو جهاز يتم فيه نقل الطاقة الحرارية من مائع درجة حرارته مرتفعة إلى مائع درجة حرارته أقل، وذلك عندما ينساب المائعان خلاله وتستخدم المبادلات الحرارية على نطاق واسع في العمليات الصناعية، ومحطات توليد الطاقة. وهناك أشكال كثيرة من المبادلات الحرارية يمكن أن تصنف إلى:

1- المبادلات الحرارية السطحية.

2- المبادلات الحرارية ذات التماس المباشر.

3- المبادلات الحرارية المتجددة وذات الجسم الدوار.

في النوع الأول تتم عملية انتقال الحرارة بين المائع الساخن والمائع البارد عبر جدار يفصل بينهما ويعد هذا النوع الأكثر انتشاراً واستخداماً في مجالات الهندسة الحرارية ومثال على ذلك المراجل، المكثفات، المشعات، مسخنات الهواء، مبردات الماء والزيت وغيرها...

في النوع الثاني تتم عملية انتقال الحرارة من المبادل الحراري بشكل مباشر من المائع الساخن إلى المائع البارد عن طريق مزجها معاً، وتفضل هذه المبادلات في حالات تكثيف الأبخرة وتبريد الغازات وتبريد المياه الصناعية بالهواء ومثال على ذلك أبراج التبريد .

إن المردود الحراري للمبادلات المزجية تتوقف على سطح التماس بين المائعين وكلما كان هذا السطح أكبر كلما كان المردود أعلى، لذلك يعتمد إلى زيادة السطح في أثناء عملية التبادل الحراري وذلك بتشتيت الماء وتزنيده إلى قطرات صغيرة.

أما النوع الثالث يتميز غالباً بوجود جسم دوار، يفضل أن يكون ذو سعة حرارية كبيرة. يقوم هذا الجسم بامتصاص الطاقة الحرارية من التيار الساخن ويدور هذا الجزء الساخن إلى التيار البارد فيطرح قسماً من طاقته الحرارية، أي أن الجسم يتعرض دائماً وبشكل دوري إلى تيارات ساخنة من طرف، وأخرى باردة من الطرف الأخر. يستخدم هذا النوع من المبادلات في الأماكن التي تتطلب سرعة وفعالية عالية لعملية التبادل الحراري مثل وحدات معالجة الهواء للتكييف وفي الأفران العالية لتسخين هواء الاحتراق [3].

3-2 تصنيف المبادلات الحرارية [16]:

1-3-2 تصنيف المبادلات الحرارية السطحية حسب شكل الجريان

1. المبادلات الحرارية ذات الجريان البسيط وتقسم إلى:

أ - المبادلات ذات الجريان المتوازي :

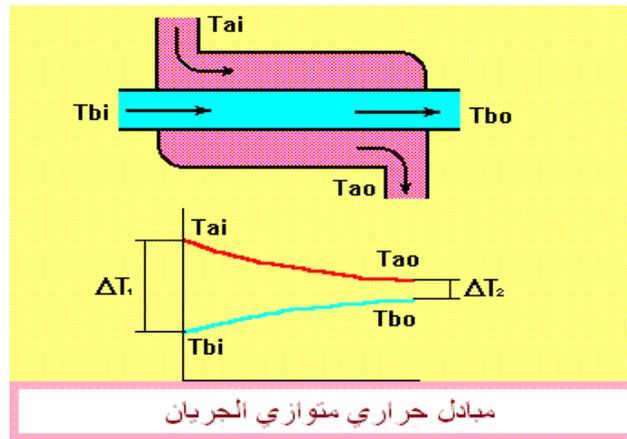
حيث تكون جهة جريان كل من المائع البارد والمائع الساخن متفقة شكل (1-2) ويستخدم هذا الترتيب عندما يكون من الضروري الحفاظ على أداء المبادل ثابتاً تقريباً على مدى واسع لمعدلات الجريان ويعتبر هذا الترتيب من أسوأ الترتيبات من وجهة نظر انتقال الحرارة ويحتاج إلى مساحة تبادل كبيرة لنقل الحرارة عند قيم محددة لدرجات الحرارة ومعدل تدفق انتقال الحرارة .

تعطى كمية الحرارة المنتقلة عبر المبادل بالعلاقة:

$$Q = U \cdot A \cdot LMTD$$

يحسب فرق درجات الحرارة اللوغارتمي في المبادل المتوازي الجريان وفق المعادلة التالية:

$$LMTD = \frac{(T_{a,i} - T_{b,i}) - (T_{a,o} - T_{b,o})}{\ln (T_{a,i} - T_{b,i}) / (T_{a,o} - T_{b,o})}$$



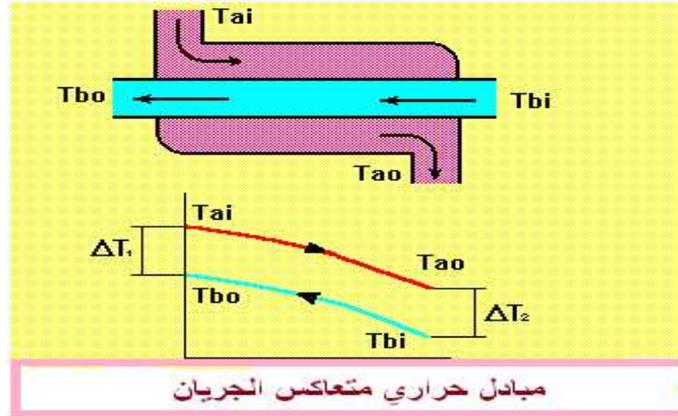
الشكل (1-2) مبادل حراري متوازي الجريان

ب - المبادلات ذات الجريان المتعاكس أو المتقابل:

حيث تكون جهة جريان المائع البارد معاكسة لجريان المائع الساخن شكل (2-2).

يعطى فرق درجات الحرارة اللوغارتمي في المبادل المتوازي الجريان وفق العلاقة التالية:

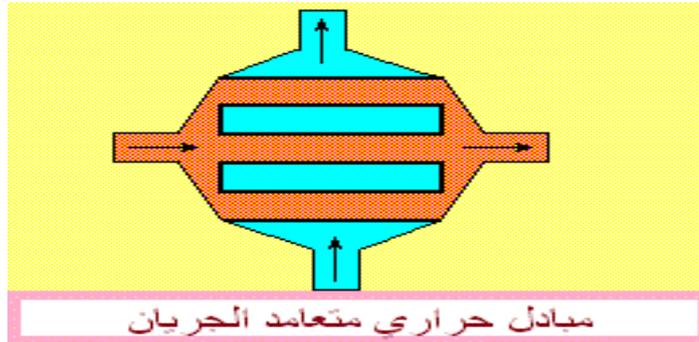
$$LMTD = \frac{(T_{a,i} - T_{b,o}) - (T_{a,o} - T_{b,i})}{\ln (T_{a,i} - T_{b,o}) / (T_{a,o} - T_{b,i})}$$



الشكل (2-2) مبادل حراري متعاكس الجريان

ث - المبادلات ذات الجريان المتعامد:

حيث تكون حركة أحد المائعين متعامدة مع حركة المائع الأخر شكل (3-2).



الشكل (3-2) مبادل حراري متعامد الجريان

2- المبادلات ذات الجريان المختلط:

في هذه المبادلات يتغير التدفق من متواز إلى متعاكس إلى متعامد ضمن نفس المبادل نظراً لتعدد الممرات ووجود الحواجز.

2-3-2 تصنيف المبادلات الحرارية حسب طور المائع

تقسم المبادلات وفق هذا التصنيف إلى:

1. مبادلات (سائل / سائل) وهي أكثر المبادلات الحرارية شيوعاً واستخداماً .
2. مبادلات (غاز / سائل) .
3. مبادلات (غاز / غاز) وتعتبر من أنواع المبادلات الحرارية المعقدة.

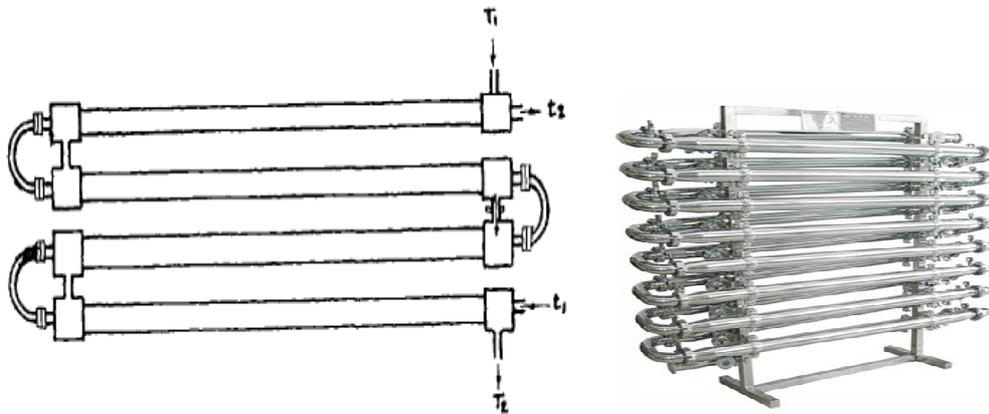
3-3-2 تصنف المبادلات الحرارية حسب بنية التركيب

1. المبادلات الحرارية الأنبوبية:

ولها ثلاث أنواع:

آ - المبادل المزدوج الأنبوب:

يكون المبادل على شكل أنبوبين متمركزين كما الشكل (2-4) حيث يجري أحد المائعين في الأنبوب الداخلي ويجري المائع الآخر في الحلقة، تتصل الأنابيب الداخلية لجميع الأجزاء بواسطة أنابيب معقوفة، أما الأنابيب الخارجية فتتصل مع بعضها بواسطة جسور وصل مستقيمة.



الشكل (2-4) مبادل مزدوج الأنبوب

تتم عملية التبادل الحراري في هذه المبادلات عبر جدران الأنبوب الداخلي ولذلك يفضل ان يكون الفراغ الحلقى بين الأنبوبين غير كبير لكي تكون عملية التبادل الحراري أفضل مع الحلقة الخارجية.

مميزات هذا النوع من المبادلات :

1. يعتبر هذا النوع من المبادلات مناسباً لضغوط ودرجات حرارة مرتفعة.
2. سهولة في التصنيع والتركيب والصيانة.
3. قيمة عالية لمعامل انتقال الحرارة.

أما مساوئ هذا النوع من المبادلات فتكمن في:

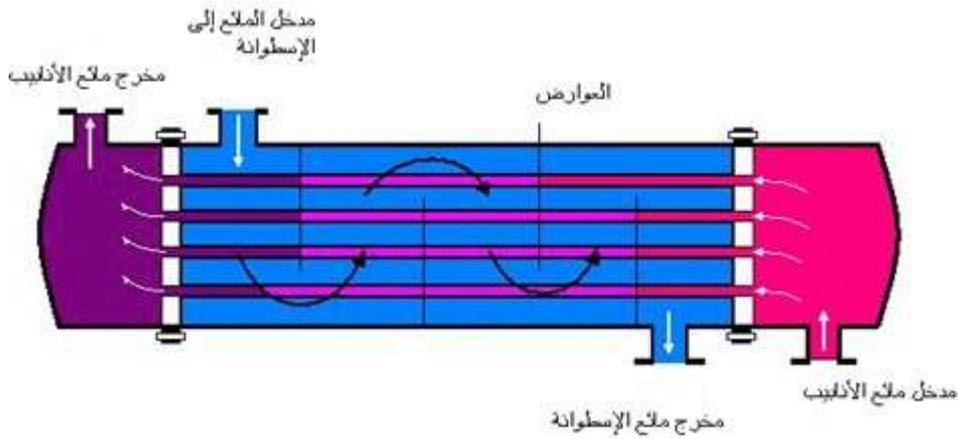
الحجم كبير والاستهلاك كبير من المعدن لتصنيع الأنابيب الخارجية التي لا تشارك في عملية التبادل الحراري.

ب - مبادل الاسطوانة ومجموعة الأنابيب:

في هذا النوع من المبادلات يمر أحد الموائع الداخلة في عملية التبادل الحراري داخل الأنابيب بينما يمر المائع الأخر خارج الأنابيب وداخل الأسطوانة في كما هو مبين في الشكل (2-5) والسبب في تمرير المائع الثاني في الأسطوانة هو الحصول على معامل انتقال حرارة عالي القيمة وذلك باستخدام الجريان المتعامد على الأنابيب بدلاً من الجريان المتوازي لها.

وللحصول على جريان متعامد ضمن الأسطوانة تستخدم عوارض لتغيير مسار الجريان، حيث تؤدي هذه العوارض إلى حدوث جريان عمودي على الأنابيب، إلى أسفل في المقطع الأول ثم إلى أعلى في الثاني وهكذا مما يؤدي إلى تحسين معاملات انتقال الحرارة، كما وتعمل العوارض على زيادة طول مسار مائع الأسطوانة.

وتستخدم هذه المبادلات عندما يمر السائل داخل الأنابيب، ويمر الغاز خارج الأنابيب، وعلى ضوء انخفاض قيمة معاملات انتقال الحرارة بالحمل من الغازات فإنه من الضروري استخدام الزعانف الطولية والمحيطية لزيادة معدل انتقال الحرارة من هذه الأسطح [3].



الشكل (2-5) مبادل غلاف ومجموعة أنابيب

ترتبط حزم الأنابيب بطريقتين فإما أن تكون متكاملة مع الغلاف وملحومة معها، ورغم انخفاض كلفة هذا التصميم إلا أنها تصلح فقط في حال وجود فرق ضئيل بين درجتي حرارة المائع الساخن والبارد هذا ولم يؤخذ بعين الاعتبار حساب الإجهادات الناشئة عن تمدد الأنابيب والاهتزاز.

وإحدى عيوب هذا التصميم هي عدم إمكانية سحب الأنابيب لتنظيفها، وبالتالي يمكن التغلب على هذه العيوب باستعمال تصميم آخر تثبت فيه الأنابيب في أحد طرفي المبادل بينما يثبت الطرف الآخر من الأنابيب في رأس طليق داخل الأسطوانة، ويثبت لوح الأنابيب الحر بطريقة تسمح بإخراج مجموعة الأنابيب لتنظيفها وصيانتها [3].

مزايا هذا النوع من المبادلات:

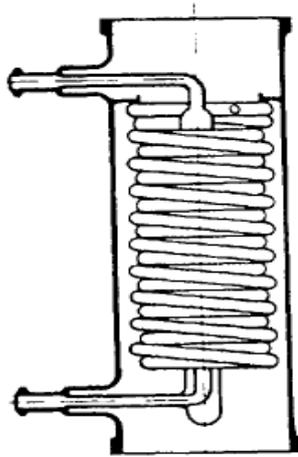
1. يمكن استخدامها في التطبيقات التي تحتاج لدرجات حرارة وضغوط عالية.
2. ضياعات الضغط أقل منها في المبادل الصفائحي.
3. يمكن تحديد مكان التلف والتسرب في الأنبوب بسهولة.

أما مساوئ هذه المبادلات:

1. معامل انتقال حرارة أقل مقارنة مع المبادل الصفائحي.
2. أكثر صعوبة في التنظيف والصيانة منها في المبادلات الصفائحية.
3. لا يمكن زيادة استطاعة هذا النوع من المبادلات.
4. تحتاج إلى مساحة إضافية مقارنةً بالمبادلات الصفائحية.

ج - مبادل الأنبوب الملف:

يستخدم هذا النوع من المبادلات الحرارية في أنظمة التميع، تشمل بنية هذا المبادل لف عدد كبير من الأنابيب ذات الأقطار الصغيرة على شكل لولب حول أنبوب مركزي.



الشكل (2-6) مبادل الأنبوب الملف

مزايا هذا النوع من المبادلات:

1. انتقال حرارة أفضل و متزامن بين تيارين أو أكثر.
2. ضغط تشغيل عالي.

2. المبادلات الحرارية الصفائحية:

في هذا النوع تشكل الصفائح وتثبت بشكل متوازي فيها مع بعضها البعض، فيشكل بين هذه الصفائح أقنية تجري فيها الوسائط العاملة بشكل طبقات رقيقة مما يساعد على تحسين عملية التبادل الحراري.



الشكل (2-7) مبادل صفائحي

من مزايا هذا النوع من المبادلات :

1. بسيطة وملائمة من حيث الحجم.
2. معامل انتقال حرارة عالي .
3. يمكن تنظيفها بسهولة.
4. يمكن زيادة استطاعتها عن طريق زيادة أزواج الصفائح.
5. يساعد الجريان المضطرب على تقليل الترسبات التي تعيق انتقال الحرارة.
6. لا تحتاج إلى مكان إضافي للتفكيك.
7. يمكن استبدال الصفائح التي تحتوي على شق أو تسرب.
8. سهولة الصيانة.

أما مساوئ هذا النوع من المبادلات :

1. ضياعات الضغط في المبادل الحراري الصفائحي أكبر منها في المبادل الأنبوبي.
2. صعوبة إيجاد التسرب الحاصل في الصفائح.
3. مواد الربط بين الصفائح تحد من درجات حرارة التشغيل.
4. يمكن حدوث تلف في الوصلات وذلك اعتماداً على ظروف التشغيل.
5. غير صالحة للعمل عند ضغوط كبيرة.

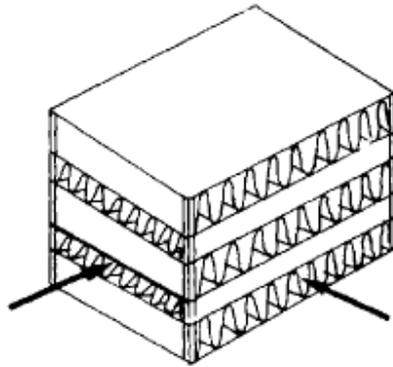
3. المبادلات الحرارية ذات الأسطح الكبيرة

إذا كانت فعالية الانتقال الحراري في المبادل منخفضة، فإنه يتم زيادة سطح التبادل الحراري، حيث تزود سطوح التبادل الأولية بزعانف لزيادة معدل انتقال الحرارة .

تعد المبادلات الحرارية ذات الأسطح المزعفة والمبادلات ذات الأنابيب المزعفة من أشهر أشكال هذه المبادلات:

• المبادلات الحرارية ذات الأسطح المزعفة:

تتكون الوحدة الأساسية لهذا النوع من المبادلات الحرارية من صفيحتين مسطحتين تحصران بينهما سطحاً إضافياً مضلعاً، حيث توضع مجموعة من هذه الوحدات فوق بعضها البعض لتشكل سطح التبادل الحراري. يجري المائعان على طرفي السطح المضلع أو المزعنف الذي يؤمن زيادة في سطح التبادل الحراري ويرفع من درجة اضطراب الجريان مما يقود إلى عملية تبادل حراري أحسن وأفضل بين الواسطين العاملين.

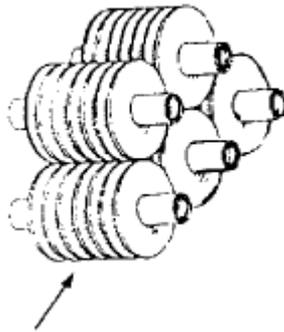


الشكل (2-8) مبادل حراري مسطح ومزعنف

يجد هذا النوع من المبادلات رواجاً في صناعة السيارات والطائرات وفي وحدات تكنولوجيا الطاقة وكذلك في الصناعات الكيميائية بسبب المميزات التالية:

1. كلفة إنتاج قليلة نسبياً .
 2. تحملها للصدمات الاهتزازية بشكل كبير .
 3. الكفاءة العالية.
- المبادلات الحرارية ذات الأنابيب المزعفة

في هذه الحالة يكون سطح التبادل الحراري مزعفاً أو مضلعاً من أحد جهيه فقط، تستخدم هذه المبادلات بحيث يجري المائع الأول داخل الأنابيب بينما يتلامس السطح المزعف مع المائع الآخر (غاز أو سوائل عالية اللزوجة)، حيث تستخدم هذه المبادلات في المعالجة الحرارية للغازات والسوائل على السواء.



الشكل (2-9) مبادل حراري أنبوبي مزعف

4-2 معايير اختيار المبادلات الحرارية:

تؤخذ المعايير الأساسية التالية بعين الاعتبار لاختيار المبادل الحراري:

1. حرارة المائع وضغط التشغيل.
2. معدل جريان المائع وطريقة جريانه (متوازي / متعاكس / متعامد).
3. نوع طور المائع المستخدم.

4. المواد الداخلة في تركيب المبادل.

5. الترسبات داخل المبادل.

6. التمدد الحراري.

7. الجدوى الاقتصادية.

ومن المعايير المهمة الأخرى التي من الواجب أخذها بعين الاعتبار، عملية التركيب والصيانة والفحص والتنظيف حيث أن ذلك سينعكس على ديمومة التشغيل وسلاسته[16].

تنتم المبادلات الحرارية الجيدة بتحقيق الهدف التي تستخدم من أجله ويجب أن توفر فيها المتطلبات التالية:

1. أن تكون ذات تأثير حراري عالي فتعطي أكبر معامل للنقل الحراري .

2. أن يكون فقدان الضغط فيها أقل ما يمكن.

3. أن تستخدم في تصميمها مواد ذات نوعية عالية تضمن سلامة تشغيلها.

4. أن تكون مقاومة لتأثيرات التآكل والتعرية الناتجة عن الموائع الجارية فيها لإجراء التبادل الحراري وتأثيرها على المواد المستخدمة في تصنيعها.

5. أن تكون ذات حجم ووزن مناسبين.

6. أن تتحمل ضغوط و درجات حرارة التشغيل.

7. أن تكون بأقل كلفة استثمارية وتشغيلية، وذات فترة تشغيل طويلة.

8. سهولة الصيانة، مع سهولة تبديل الأجزاء[16].

الفصل الثالث علم التبريد

1-3 مقدمة:

لقد احتل علم التبريد منذ زمن بعيد مكانة هامة في مجال العلوم الهندسية وفي حياة الإنسان اليومية، وقد ازدادت أهمية هذا العلم وإذ لم تعد عملية التبريد في هذه الأيام تقتصر على حفظ الأطعمة أو المنتجات الزراعية والصناعية، بل ازداد استخدام التبريد يوماً بعد يوم وخاصة في عملية تبريد الهواء المستخدم في تكييف المباني بمختلف أنواعها من أجل تأمين شروط الراحة.

يعرف التبريد أنه نزع الحرارة من جسم درجة حرارته أخفض من درجة حرارة الوسيط المحيط به، والمحافظة على درجة حرارة معينة مهما تغيرت الظروف المحيطة به.

تعتبر كل من آلات التبريد الانضغاطية وآلات التبريد الامتصاصية أكثر آلات التبريد انتشاراً وشيوعاً وفيما يلي شرح لكل منهما [5].

2-3 آلات التبريد الإنضغاطية:

تتألف دارة التبريد بالانضغاط من أربعة أجزاء رئيسية هي: الضاغط، المكثف، المبخر، وصمام التمدد (الخانق). إن الوسيط العامل ضمن هذه الدارة يدعى وسيط التبريد وهو سائل ذو درجة غليانه منخفضة كالأمونياك أو أحد أنواع الفريونات، إن مبدأ عمل هذه الأنظمة يشابه تماماً مبدأ عمل المضخة الحرارية، حيث يتم هنا امتصاص الحرارة من الوسط المراد تبريده عن طريق المبخر ثم إعادة طرد هذه الحرارة عن طريق تكاثف بخار التبريد داخل المكثف كما أن العمل الوحيد المقدم في مثل هذه الدارات هو عمل الضاغط.

3-3 آلات التبريد الامتصاصية:

جرى البحث عن طرق مختلفة لاستخدام الطاقة الحرارية المستخلصة من مصادر مختلفة لإنتاج البرودة مباشرة بدلاً من تحويلها أولاً إلى طاقة كهربائية أو ميكانيكية. وقد كانت دارة التبريد الامتصاصية هي أول ما تبادر

للذهن في هذا المجال، وقد تم تطوير آلات التبريد العاملة وفق هذا المبدأ، حيث أن مثل هذه الآلات تعمل بالطاقة الحرارية فقط ولا تحتاج إلا لمقدار ضئيل من الطاقة الكهربائية أو الميكانيكية.

4-3 المكونات الأساسية لدارة التبريد الامتصاصية ومبدأ العمل [7]:

يعتمد مبدأ عمل آلات التبريد الامتصاصية على الخواص الفيزيائية التي تتمتع بها بعض المواد الصلبة أو السائلة وأهمها قدرة تلك المواد على امتصاص بعض المواد الأخرى عند درجات حرارة منخفضة، ثم التخلص منها عند تسخينها وارتفاع درجة حرارتها. تعرف هذه المواد بالمواد الماصة، أما الأخرى والتي يتم امتصاصها ثم التخلص منها فتدعى وسائط التبريد، إن الوسيط العامل الذي يدور داخل آلة التبريد الامتصاصية هو عبارة عن محلول ثنائي غالباً يتكون من مادتين، المادة الماصة ووسيط التبريد، وهناك عدد كبير من المحاليل الثنائية التي تم تجربتها واستخدامها في آلات التبريد الامتصاصية، كما أن هناك العديد من المزايا والمساوئ التي تميز بعضها عن بعضها الآخر. أما أكثر تلك المحاليل استخداماً وملائمة فهي:

1- محلول الأمونياك والماء ($\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$)، ويستخدم في مجالات التبريد والتكييف.

2- محلول الماء وبروميد الليثيوم ($\text{H}_2\text{O-LiBr}$)، ويستخدم في مجالات تكييف الهواء.

في المحلول الأول يشكل الماء المادة الماصة، بينما يلعب الأمونياك دور وسيط التبريد. أما في الثاني فيعمل بروميد الليثيوم على امتصاص الماء الذي يشكل وسيط التبريد في هذا المحلول.

إن النسبة الكتلية لوسيط التبريد في المحلول تدعى بتركيز وسيط التبريد، وهي تتغير داخل الآلة الامتصاصية من موقع لآخر. يدعى المحلول غنياً (قوياً) عندما يرتفع تركيز وسيط التبريد فيه، وفقيراً (ضعيفاً) عندما تنخفض تلك النسبة.

يبين الشكل (1.3) رسماً تخطيطياً لدارة التبريد الامتصاصية ومبدأ عملها، وتتألف هذه الدارة من الأجزاء الأساسية التالية:

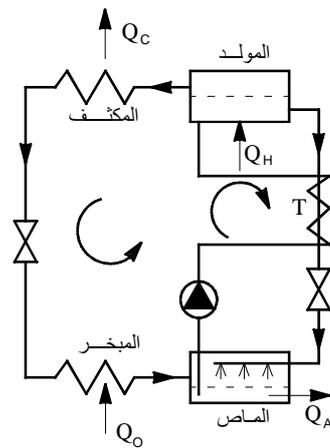
(a) المولد

(b) المكثف

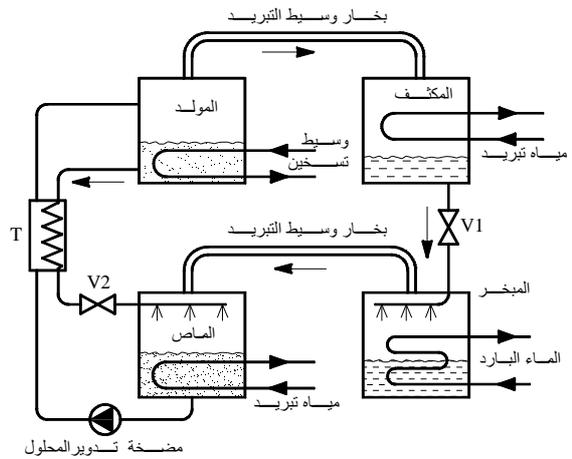
(c) المبخر

(d) الجهاز الماص

كما ويحتوي نظام التبريد الامتصاصي على مضخة تدوير المحلول وصمامات تمدد بالإضافة إلى بعض التجهيزات الأخرى التي تسهم في تحسين أداء الآلة الامتصاصية.



شكل (3-2): مخطط رمزي لأحد
أنظمة التبريد الامتصاصية
V2: صمام تمدد المحلول



شكل (3-1): رسم تخطيطي لطريقة عمل أحد
أنظمة التبريد الامتصاصية
V1: صمام تمدد وسيط التبريد

يتم في المولد تقديم الحرارة عن طريق مبادل حراري مما يؤدي إلى ارتفاع درجة حرارة المحلول الغني القادم من الجهاز الماص وغلليانه عند ضغط ثابت يساوي الضغط السائد في المكثف P_c ، وينفصل بذلك جزء من وسيط التبريد على شكل بخار مما يؤدي إلى انخفاض مستمر لتركيز وسيط التبريد في المحلول. إن المحلول المتبقي داخل المولد والذي انخفض تركيزه نتيجة فقدانه جزءاً من وسيط التبريد يدعى بالمحلول الفقير.

إن بخار وسيط التبريد المتشكل داخل المولد يتجه باتجاه المكثف حيث يتكاثف هناك تحت ضغط ثابت P_c معطياً حرارته إلى ماء التبريد أو هواء التبريد. بعد المكثف يمر وسيط التبريد المتكاثف عبر صمام التمدد الرئيسي حيث ينخفض ضغطه ويصل إلى مستوى الضغط السائد داخل المبخر. عندما يصل وسيط التبريد السائل إلى المبخر يقوم بامتصاص الحرارة من المائع أو الوسط المراد تبريده تحت ضغط ثابت P_o ، ودرجة حرارة موافقة t_o ويتحول إلى بخار.

إن بخار وسيط التبريد المتشكل خلال هذه العملية يتدفق إلى الجهاز الماص حيث يتم امتصاصه ثانية من قبل المادة الماصة، و نتيجة لذلك ينخفض الضغط داخل الجهاز الماص، ويزداد تركيز وسيط التبريد داخل المحلول، لذا يدعى المحلول المتواجد في الجهاز الماص بالمحلول الغني. وبهذا الشكل فإن بخار وسيط التبريد المتشكل في المبخر لا يتم ضغطه وإنما يتم امتصاصه تحت ضغط منخفض يساوي تقريباً ضغط المبخر P_0 .

يعود المحلول الفقير من المولد إلى الجهاز الماص نتيجة فرق الضغط بينه وبين المولد ماراً عبر صمام التمدد الثانوي حيث يتم غالباً إرداده داخل الجهاز الماص فوق أنابيب التبريد (المبادل الحراري). إن عملية الإرداد المذكورة تهدف إلى زيادة سطح السائل وبالتالي زيادة المساحة المتوفرة لامتصاص بخار وسيط التبريد، ومن ثم التخلص من الحرارة الناشئة عن عملية الامتصاص وذلك عن طريق مياه التبريد المارة داخل المبادل الحراري.

إن المحلول الغني الذي ازداد تركيزه نتيجة لعملية الامتصاص يتم رفع ضغطه عن طريق مضخة تدوير ويدفع إلى المولد تحت ضغط يساوي تقريباً إلى ضغط المكثف حيث يتم غليانه من جديد. وبهذا الشكل تكون قد اكتملت دورة التبريد الامتصاصية.

مما سبق يتضح أن دائرة التبريد الامتصاصية تتألف عملياً فيما يتعلق بالضغط السائد داخل الدارة من جزأين، حيث يسود في الأول ضغط منخفض (المبخر - الجهاز الماص)، وفي الثاني ضغط مرتفع (المولد - المكثف). إن الحد الفاصل بين جانبي الضغط المنخفض والضغط المرتفع يتمثل في المضخة و صمامي التمدد. فالمضخة ترفع الضغط من ضغط التبخير (الضغط المنخفض) إلى ضغط التكاثف (الضغط المرتفع)، وهي الجزء الوحيد المتحرك في دائرة التبريد الامتصاصية، إن المضخة تساعد على المحافظة على ضغط منخفض في جانب الضغط المنخفض من النظام، وذلك بتحريك المحلول الغني من هذا الجانب بسرعة تتناسب مع تدفق وسيط التبريد عبر صمام التمدد.

وهكذا نجد أن الضاغط المستخدم في دارات التبريد الانضغاطية قد تم استبداله هنا بضاغط حراري يتمثل بمضخة التدوير، المولد، والجهاز الماص بالإضافة إلى صمام التمدد الثانوي (للمحلول) حيث تتحقق بمساعدة تلك الأجهزة الدارة الترموديناميكية المباشرة، بينما تتحقق بمساعدة كل من المكثف وصمام التمدد الرئيسي (لوسيط التبريد) والمبخر الدارة الترموديناميكية العكسية.

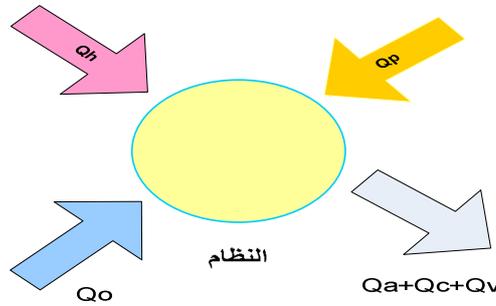
إن كلاً من المحلول الغني القادم من مضخة التدوير باتجاه المولد والمحلول الفقير العائد من المولد إلى الجهاز الماص يمران عبر مبادل حراري ذو جريان متعاكس يدعى بمبادل درجات الحرارة، حيث يتخلص المحلول الفقير (الساخن) من جزء من حرارته وتقل درجة حرارته، وتزيد في الوقت نفسه درجة حرارة المحلول الغني (البارد) ويتم تسخينه بشكلٍ أولي. وهكذا فإن مبادل درجات الحرارة يعمل على تحسين أداء الدارة وزيادة مردودها.

وعن طريق صمام التمدد يتم التحكم بتدفق وسيط التبريد داخل النظام، وبالتالي بالاستطاعة التبريدية المقدمة بالإضافة إلى أن هذا الصمام يعمل على خفض ضغط سائل التبريد والمحافظة على فرق في الضغط بين جانبي الضغط المنخفض والمرتفع للنظام.

3-5 التوازن الحراري في آلات التبريد الامتصاصية:

تنص معادلة التوازن الحراري في دارة التبريد الامتصاصية الشكل (3-3) على ما يلي :

$$\dot{Q}_o + \dot{Q}_H + \dot{Q}_P = \dot{Q}_C + \dot{Q}_A + \dot{Q}_V$$



الشكل (3-3) التوازن الحراري في دارة التبريد الامتصاصية

حيث أن:

\dot{Q}_o : هي استطاعة التبريد (الحرارة التي يمتصها المبخر) [kW].

\dot{Q}_H : هي كمية الحرارة المقدمة في المولد [kW].

\dot{Q}_C : هي كمية الحرارة المطروحة في المكثف [kW].

\dot{Q}_A : هي كمية الحرارة المطروحة في الجهاز الماص [kW].

\dot{Q}_P : هي كمية الحرارة المكافئة لاستطاعة تشغيل المضخة [kW].

\dot{Q}_V : هي الضياعات الحرارية المختلفة [kW].

إن استطاعة تشغيل المضخة صغيرة جداً مقارنة بكمية الحرارة المضافة في المولد Q_H نظراً لأن العمل اللازم لزيادة ضغط السوائل (السوائل غير قابلة للانضغاط) أقل بكثير من العمل اللازم لرفع ضغط البخار أو الغازات بين نفس القيمتين، ولهذا فإن استطاعة المضخة سوف لن تؤخذ بالاعتبار في المراحل القادمة من لدراسة العمليات الترموديناميكية المختلفة أما عند حساب تكاليف التشغيل فإنه من الطبيعي أن تضاف إلى بقية التكاليف المطلوبة لتشغيل بقية الأجهزة، كمضخات تدوير مياه التبريد وغيرها.

كما أن الضياعات الحرارية \dot{Q}_V [kW] يقل تأثيرها كلما ازدادت استطاعة التسخين الحرارية المقدمة بحيث يتم عادة إهمالها عندما تصبح كمية الحرارة المضافة إلى المولد أكبر من 500 [kW] وبهذا تأخذ العلاقة السابقة الشكل التالي :

$$\dot{Q}_o + \dot{Q}_H = \dot{Q}_C + \dot{Q}_{Abs}$$

أي أن الاستطاعة الحرارية المسحوبة تساوي الاستطاعة الحرارية المقدمة.

وهنا تجدر الإشارة إلى إن عملية الانفصال في المولد والامتصاص في الجهاز الماص لا تتم عند درجة حرارة ثابتة كما في حالة التكايف والتبخر.

6-3 الاقتصادية ومعامل الأداء:

يتم تقييم أداء الآلات الامتصاصية حسب مبدأ نسبة الفائدة إلى الاستهلاك (الكلفة)، وتدعى هذه النسبة بالنسبة الحرارية، لأنها تنسب إلى كمية الحرارة المقدمة كطاقة تشغيل \dot{Q}_H وذلك لتمييزها عن عامل الاستطاعة في الدارات الانضغاطية والذي ينسب إلى طاقة التشغيل الميكانيكية للضاغط.

يرمز للنسبة الحرارية لدارة التبريد الامتصاصية بالرمز ζ_K وتحسب من العلاقة :

$$\zeta_K = \frac{\dot{Q}_O}{\dot{Q}_H + \dot{Q}_P}$$

وبما أن استطاعة المضخة تقدر بحوالي 1 % فقط من استطاعة التسخين فإن هذا المقدار يهمل غالباً أي:

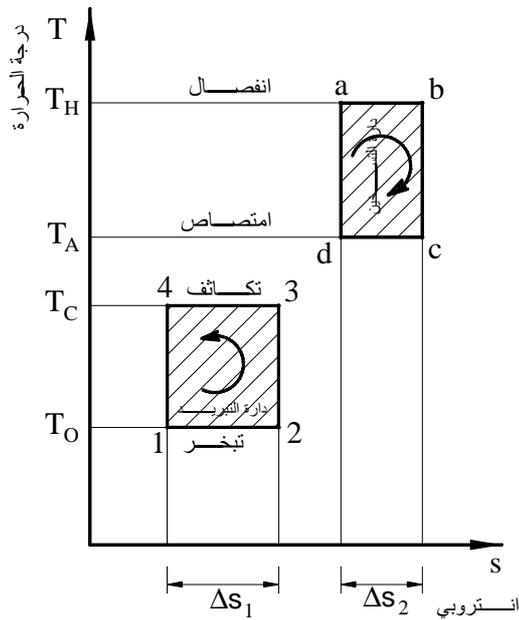
$$\zeta_K = \frac{\dot{Q}_O}{\dot{Q}_H}$$

وعند مقارنة النسبة الحرارية للآلات الامتصاصية مع معامل الأداء في الدارات الانضغاطية فإنه لا بد من الأخذ بعين الاعتبار التكاليف المختلفة لكل من الطاقة الكهربائية المقدمة على محور الضاغط والطاقة الحرارية المصروفة في الآلة الامتصاصية، سواء تم الحصول عليها من احتراق أحد أنواع الوقود أو من الطاقة الشمسية أو من أي مصدر حراري آخر.

مقارنة مع الآلات الانضغاطية تبدي آلات التبريد الامتصاصية تميزاً واضحاً عند درجات الحرارة المنخفضة. فعند انخفاض درجة حرارة التبخر من الدرجة 0 م° إلى -20 م° على سبيل المثال فإن معامل الاستطاعة لآلات التبريد الانضغاطية ينخفض بنسبة حوالي 45% مقارنة مع نسبة انخفاض في قيمة النسبة الحرارية لآلات التبريد الامتصاصية تقدر بحوالي 25% فقط عند نفس الشروط.

وفي حالة الاستفادة في الوقت نفسه من استطاعة التبريد المقدمة في المبخر ومن الحرارة المطروحة في كل من المكثف والجهاز الماص (المضخة الحرارية)، حيث ينصح في هذه الحالة بإجراء عزل جيد لجميع الأجزاء الساخنة في الدارة، فإن النسبة الحرارية للمضخة الحرارية تعطى في هذه الحالة بالعلاقة:

$$\zeta_w = \frac{\dot{Q}_C + \dot{Q}_A}{\dot{Q}_H} = \frac{\dot{Q}_O + \dot{Q}_H}{\dot{Q}_H} = \zeta_K + 1$$



شكل (4-3): دورة كارنو الثنائية لآلة التبريد
الامتصاصية في المخطط T,S

إن دورة كارنو المثالية للدورة الامتصاصية تتألف من دارتين، الأولى ذات اتجاه يساري والثانية ذات اتجاه يميني، شكل (4-3). إن طاقة التشغيل المقدمة في الدورة اليمينية $(T_H - T_A) \cdot \Delta s_2$ تساوي تلك الطاقة المطلوبة لتشغيل دورة التبريد ذات الاتجاه اليساري $(T_C - T_0) \cdot \Delta s_1$.
على المخطط T,S المبين بالشكل (4-3) تم عملياً استبدال الدورة الامتصاصية بدارتين تمثل إحداهما دورة تبريد انضغاطية وتمثل الثانية دورة الآلة الحرارية البخارية. إن معامل الاستطاعة لدورة التبريد يعطى بالعلاقة:

$$\zeta = \frac{T_0 \cdot \Delta s_1}{(T_C - T_0) \cdot \Delta s_1} = \frac{T_0}{(T_C - T_0)}$$

أما مردود دورة كارنو الممثلة للآلة الحرارية فيعطى بالعلاقة:

$$\eta = \frac{(T_H - T_A) \cdot \Delta s_2}{T_H \cdot \Delta s_2} = \frac{T_H - T_A}{T_H}$$

وبذلك فإن النسبة الحرارية المثالية لدورة كارنو بالنسبة لآلة التبريد الامتصاصية تعطى بالعلاقة:

$$\zeta_{CK} = \frac{T_0}{T_C - T_0} \cdot \frac{T_H - T_A}{T_H}$$

وفي الآلات الامتصاصية غالباً ما يكون ماء التبريد لكل من المكثف والجهاز الماص هو نفسه، وعندما يتم وصل الجهازين مع دورة التبريد على التفرع فإن $T_A = T_C$ وبالتالي تصبح النسبة الحرارية المثالية وفق دورة كارنو معطاة بالعلاقة:

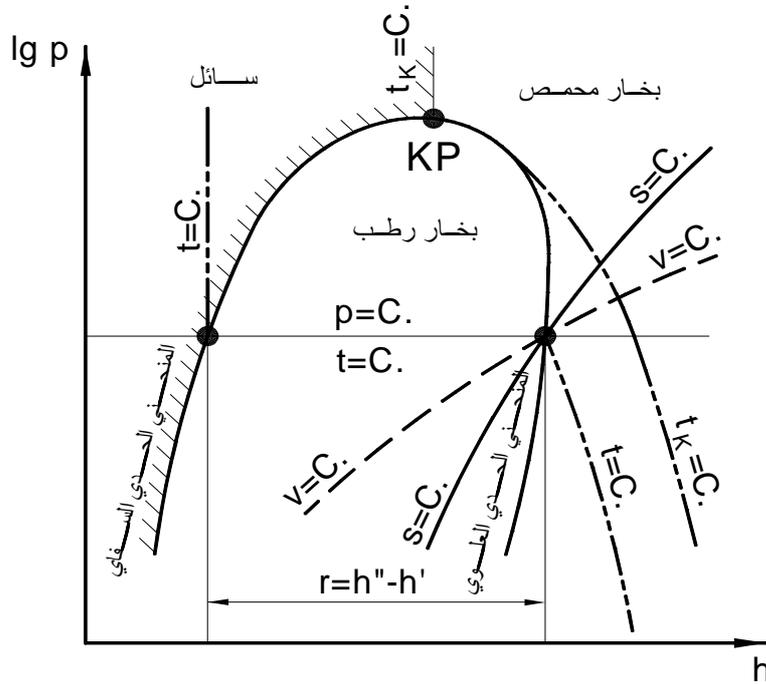
$$\zeta_{CK} = \frac{T_0}{T_C - T_0} \cdot \frac{T_H - T_C}{T_H}$$

7-3 المخططات الترموديناميكية المستخدمة [7]:

إن المخطط T, s الذي تم عليه تمثيل دارة كارنو لآلة التبريد الامتصاصية يصلح بشكل خاص لتمثيل عمليات تحويل الطاقة الحرارية. ومن أجل الاستخدامات العملية في هندسة التبريد هناك مخططات أخرى مناسبة بشكل أفضل في هذا المجال. ففي أنظمة التبريد الانضغاطية يستخدم غالباً المخطط log p, h، أما في أنظمة التبريد الامتصاصية فيستخدم عادة المخطط log(p), 1/T، والمخطط ξ, h.

1-7-3 المخطط log(p), h:

يحظى الانتالبي النوعي h بأهمية خاصة أثناء حساب دارة العمل لأنظمة التبريد، وبشكل خاص أثناء حساب كميات الحرارة الممتصة أو المطروحة والتي تظهر على هذا المخطط الشكل (6.3) على شكل قطع مستقيمة. إن خطوط تساوي الضغط (الإيزوبارية) وخطوط تساوي الانتالبي (الإيزنتالبية) هي مستقيمات أفقية أو شاقولية. كما أن كميات الحرارة المتبادلة يمكن الحصول عليها بسهولة كأطوال مثل $r = h'' - h'$.

الشكل (5.3): بنية المخطط $\log p, h$

في منطقة البخار الرطب تنطبق الخطوط الإيزوترمية على الخطوط الإيزوبارية، وفي منطقة البخار المحمص تصبح الإيزوترمات منحنيات هابطة نحو الأسفل بينما تكون صاعدة وشبه شاقولية وتتنطبق تقريباً على الخطوط الإيزونتالبية في منطقة السائل. أما الخطوط الإيزنتروبية (الأديباتية) هي عبارة عن منحنيات صاعدة، بينما تبدو خطوط تساوي الحجم أقل صعوداً. عند النقطة الحرجة KP (الضغط الحرج P_K ودرجة الحرارة الحرجة t_K) نرى أن الحرارة الكامنة للتبخر معدومة أي $r = h'' - h' = 0$ وذلك لأن $h'' = h'$

2-7-3 المخطط $\log(p), 1/T$:

على هذا المخطط يتم تمثيل العلاقة بين ضغط البخار ودرجة حرارة الغليان أو الكثافة وهنا نميز بين:

1. مخططات لمواد مختلفة نقية (مؤلفة من مركب وحيد) : ويستخدم هذا المخطط في اختيار وسيط التبريد المناسب لعملية إنتاج البرودة (الطاقة التبريدية).
2. مخططات للمحاليل الثنائية التي تستخدم في الآلات الامتصاصية كمحلول النشادر والماء (NH_3-H_2O) ومحلول الماء وبرومييد الليثيوم ($H_2O-Li Br$).

3-7-3 المخطط h, ξ

من أجل المعالجة التفصيلية لوحدات التبريد الامتصاصية يستخدم بشكل كبير المخطط h, ξ للمزيج الثنائي (المحلول) المستخدم في الآلة الامتصاصية حيث أن ξ تمثل تركيز وسيط التبريد ضمن المحلول.

إن هذا المخطط يسمح بتمثيل جميع العمليات واستنتاج قيم كميات الحرارة المقدمة أو المسحوبة من المزيج في كل جزء من أجزاء الدارة.

3-8 مزايا آلات التبريد الامتصاصية:

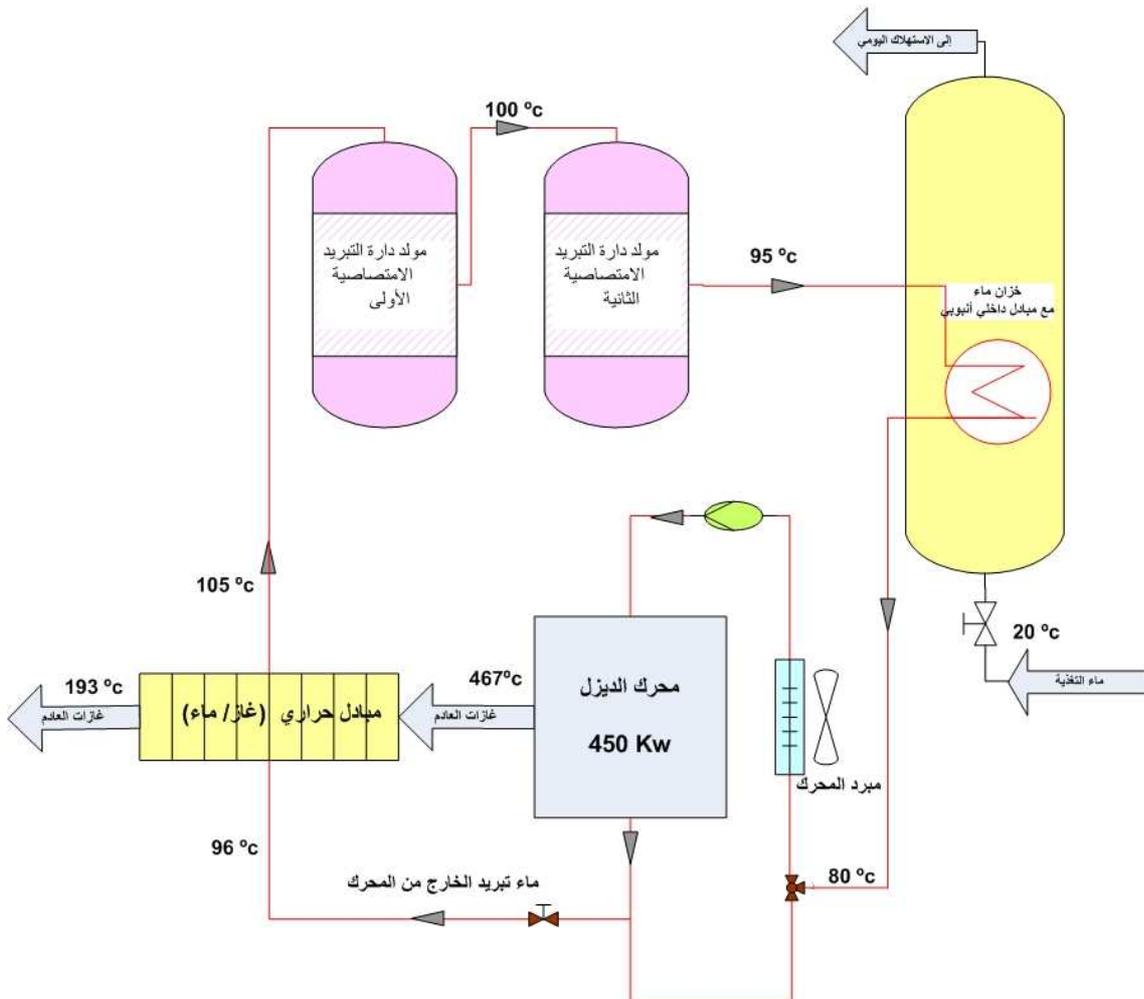
1. يمكن تركيبها في الهواء الطلق.
2. تعتبر الآلة ساكنة ولا يوجد فيها قطع متحركة لذلك لا يستخدم التشحيم والترطيب.
3. أتمتة كاملة وبسيطة لكل من الإنتاجية التبريدية واستهلاك الطاقة.
4. يمكن تشغيلها بمصادر الطاقة البديلة.
5. صيانتها سهلة [13].

الفصل الرابع

في هذه الدراسة تم اقتراح دارتين صيفيتين ودارة شتوية للاستفادة من حرارة غازات العادم وماء التبريد في محرك الديزل وقد تمت الدراسة الحرارية لكل منها على حدا كما يلي:

1-4 الدراسة الحرارية النظرية للدارة الصيفية الأولى

يبين الشكل (1-4) الدارة الصيفية المقترحة للاستفادة من حرارة غازات العادم وماء التبريد في محرك الديزل:



الشكل (1-4) الدارة الصيفية المقترحة للاستفادة من حرارة غازات العادم وماء التبريد

4-1-1 عناصر الدارة:

- محرك ديزل استطاعته 450 kW يعمل عند سرعة دوران 1500 r.p.m.
 - مبادل حراري (ماء / غاز).
 - آلي تبريد امتصاصية (أمونيا / ماء) على التسلسل .
 - خزان ماء للاستهلاك اليومي يتم تسخينه عن طريق مبادل حراري أنبوبي له مدخل للماء البارد المراد تسخينه حيث يبلغ تدفق الماء الداخل للخزان 1.94 kg/sec ومخرج للماء الساخن إلى الاستهلاك بنفس التدفق للماء الداخل 1.94 kg/sec.
- لدينا المحرك المدروس هو محرك ديزل VOLVOPENTA باستطاعة 450 kW حيث أن مواصفات المحرك مفصلة بالكامل في الكاتالوك المرفق [15]:

VOLVO PENTA	Document No	Issue Index
D16 MG 1800/1500 rpm	21188254	1

Base on water temp 38°C/100°F

General

In-line four stroke diesel engine with direct injection. Rotation direction, anti-clockwise viewed towards flywheel. Turbocharged

Number of cylinders		6
Displacement, total	litre in ³	16,12 983,9
Firing order		1-5-3-6-2-4
Bore	mm in	144 5,67
Stroke	mm in	165 6,50
Compression ratio		17,5:1
Dry weight	Engine only, excluding cooling system	kg lb
		1750 3858

Performance		r/min load	25%	50%	1500 75%	100%	110%
Power setting 450 kW		kW hp	113 153	225 306	338 459	450 612	495 673
Torque at:	Power setting 450 kW	Nm lbft	716 528	1432 1056	2149 1585	2865 2113	3151 2324
Mean piston speed		m/s ft/sec	8,3 27,1				
Effective mean pressure at:	Power setting 450 kW	MPa psi	0,6 81	1,1 162	1,7 243	2,2 324	2,5 356
Max combustion pressure at:	Power setting 450 kW	MPa psi	8,7 1262	10,7 1552	13,1 1900	15,8 2292	17,6 2553
Total mass moment of inertia, J (mR ²) Engine only		kgm ² lbft ²	4,70698 111,7				
Degree of irregularity at:	Power setting 450 kW		1;353	1;131	1;71	1;48	1;43
Friction Power	Power setting	kW hp	42 57	42 57	42 57	42 57	42 57
Performance		r/min load	25%	50%	1800 75%	100%	110%
Power setting 500 kW		kW hp	125 170	250 340	375 510	500 680	550 748
Torque at:	Power setting 500 kW	Nm lbft	663 489	1326 978	1989 1467	2653 1956	2918 2152
Mean piston speed		m/s ft/sec	9,9 32,6				
Effective mean pressure at:	Power setting 500 kW	MPa psi	0,5 75	1,0 150	1,6 225	2,1 300	2,3 330
Max combustion pressure at:	Power setting 500 kW	MPa psi	8,9 1291	11,2 1624	13,9 2016	16,6 2408	18,2 2640
Total mass moment of inertia, J (mR ²) Engine only		kgm ² lbft ²	4,70698 111,7				
Degree of irregularity at:	Power setting 500 kW		1;295	1;264	1;134	1;88	1;79
Friction Power		kW hp	59 80,24	59 80,24	59 80,24	59 80,24	59 80,24

VOLVO PENTA D16 MG 1800/1500 rpm	Document No	Issue Index
	21188254	1

Engine noise emission

Test Standards: ISO 3744-1981 (E) sound power (without intake and exhaust noise)
Tolerans ± 0.75 dB(A)

Measured sound power Lw	r/min load	dB(A)	25%	50%	75%	100%	110%	
			1500					
No load					111,1			
	Power setting 450 kW		112,9	114,4	114,9	115,9	116,4	
			1800					
No load					113			
	Power setting 500 kW		113,8	115,4	116	116,5	116,7	

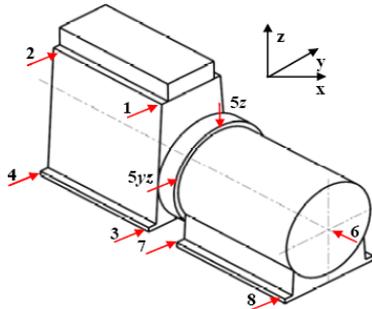
Unsilenced exhaust noise

Data calculated as sound pressure Lp.
Assumed microphone distance 1 m

Power setting	r/min load	dB(A)	25%	50%	75%	100%	110%
			1500				
450 kW			109	112	114	115	116
			1800				
500 kW			113	116	118	119	120

Vibrations (vibration velocity)

Declared vibration levels according to ISO 8528-9



Measuring position	r/min 1500		
	RMS Velocity (10 - 1000Hz)		
	Measurement direction		
	Axial [x] mm/s	Transverse [y] mm/s	Vertical [z] mm/s
1	8,3	12	8
2	7,3	14	12
3	7,1	12	9,7
4	7,5	10	13
5	8,5	20	12
6	7,1	13	8,9
7	7,7	15	16
8	8,1	16	16
	r/min 1800		
1	10	13	14
2	8,7	26	25
3	8,1	15	13
4	6,5	25	25
5	6,4	27	15
6	9,0	19	15
7	7,9	17	23
8	8,7	20	24

Test conditions for load acceptance data

Warm engine.	Generator	Modell	Type of AVR
	Stamford	HCM 534F	MX-341
	Voltage droop		

Load acceptance performance can vary due to actual alternator inertia, voltage regulator, type of load and local ambient conditions.

Single step load performance at 1500 rpm

Load (%)	Speed diff (%)		Recovery time (s)		Remaining load (%)	Speed diff (%)		Recovery time (s)	
	Nominal	110% power	Nominal	110% power		Nominal	110% power	Nominal	110% power
0-40	5,1	5,5	1,1	2,2	40-100	9,9	11,2	2,7	4,1
0-50	7,4	9,3	2,3	2,5	50-100	6,8	7,5	2,4	3,3
0-60	11,4	15,1	2,7	3,3	60-100	5,0	5,5	2,1	2,9
0-x	10,0		2,5		x-100	5,2		2,2	
0-x		10,0		2,5	x-100		7,3		3,9
100-0	7,1	10,0	1,2	1,6					

VOLVO PENTA D16 MG 1800/1500 rpm	Document No	Issue Index
	21188254	1

Single step load performance at 1800 rpm

Load (%)	Speed diff %		Recovery time (s)		Remaining load (%)	Speed diff (%)		Recovery time (s)	
	Nominal	110% power	Nominal	110% power		Nominal	110% power	Nominal	110% power
0-20	2,2	2,5	0,9	1,1	20-100	12,2	16,0	2,4	7,0
0-40	3,6	4,2	1,2	1,2	40-100	5,9	6,8	1,2	6,0
0-60	6,9	8,6	1,9	1,6	60-100	3,6	4,2	1,3	2,2
0-70	9,2	12,3	1,8	2,6	70-100	2,9	3,0	1,2	1,7
0-x	10,0		1,9		x-100	2,8		1,1	
0-x		10,0		2,0	x-100		3,6		1,9
100-0	8,1	8,3	2,0	2,0					

Cold start performance

		r/min		1500	1800
Time from start to no load speed at ambient temperature:		20°C	s	5,8	6,7
		5 °C	s	6,0	7,1
Time from start to stay within 0.5% of no load speed at ambient temperature:		20°C	s	5,8	6,7
		5 °C	s	6,0	7,1
Block heater type	Make	Power kW	Engaged hours	Cooling water temp engine block	
Ext./Thermostat-ctrl	Volvo Penta	2	12	32°C 90°F	

Lubrication system		r/min		1500			
		load	25%	50%	75%	100%	110%
Lubricating oil consumption	Power setting 450 kW	liter/h				0,100	0,110
		US gal/h				0,026	0,029
		r/min	1800				
Power setting 500 kW	liter/h				0,110	0,120	
	US gal/h				0,029	0,032	
Oil system capacity including filters		liter	55				
		US gal	14,5				
Oil sump capacity:		max	liter	49			
			US gal	12,9			
		min	liter	39			
			US gal	10,3			
Oil change intervals/ specifications: (Fuel quality dependant)	VDS-2. ACEA: E3, E5. API: CG-4, CH4	h	400				
	VDS. ACEA: E2. API: CF, CF-4	h	500				
		h					
		h					
Engine angularity limits, static (ref. classification rules, roll and pitch simultaneously)		front up	°	10			
		front down	°	10			
		side tilt	°	22,5			
Engine angularity limits, dynamic (ref. classification rules, roll and pitch simultaneously)		front up	°	15			
		front down	°	15			
		side tilt	°	22,5			

Lubrication system

		r/min		1500	1800
Oil pressure at rated speed		kPa		425	440
		psi		62	64
Oil pressure shut down switch setting		kPa		200	200
		psi		29	29
Lubrication oil temperature in oil sump:		max	°C	128	
			°F	262	
Oil filter micron size			μ	40	

* See also general section in the sales guide

VOLVO PENTA D16 MG 1800/1500 rpm	Document No 21188254	Issue Index 1
--	--------------------------------	-------------------------

Fuel system		r/min load	25%	50%	1500 75%	100%	110%
Specific fuel consumption with:	Power setting 450 kW	g/kWh lb/hph	229 0,371	208 0,337	203 0,329	206 0,334	202 0,327
	Power setting 500 kW	g/kWh lb/hph	241 0,391	212 0,344	209 0,339	213 0,345	209 0,339
Fuel to conform to		ASTM-D975-No. 1 and 2-D, JIS KK 2204, EN 590 DMX and MDO-DMA (ISO8271)					
System return flow	Power setting 450 kW	r/min liter/h US gal/h	47 12,4	47 12,4	47 12,4	47 12,4	47 12,4
	Power setting 500 kW	r/min liter/h US gal/h	51 13,5	51 13,5	51 13,5	51 13,5	51 13,5
System supply flow	Power setting 450 kW	r/min liter/h US gal/h	78 20,6	103 27,2	129 34,1	158 41,7	166 43,9
	Power setting 500 kW	r/min liter/h US gal/h	87 23,0	115 30,4	145 38,3	178 47,0	188 49,7
Normal fuel pressure (after filter)	Power setting 450 kW	r/min kPa psi	455 66,0	449 65,1	445 64,5	438 63,5	437 63,4
	Power setting 500 kW	r/min kPa psi	478 69,3	475 68,9	472 68,5	466 67,6	466 67,6

Fuel system			
Fuel supply line max restriction	kPa psi	10 1,5	
Fuel supply max pressure head (day tank, from CL)	m feet	2 6,6	
Fuel supply line max suction head (from CL)	kPa psi	2 0,3	
Fuel return line max restriction	kPa psi	20 2,9	
Maximum allowable inlet fuel temp	°C °F	60 140	

Fuel system		r/min load	25%	50%	1500 75%	100%	110%
Fuel temp rise over engine	Power setting 450 kW	°C °F	27 81	27 81	27 81	27 81	27 81
	Power setting 500 kW	°C °F	32 90	32 90	32 90	32 90	32 90
Prefilter / Water separator micron size	μ	10					
Fuel filter micron size	μ	2					
Governor type/make, standard	r/min	1500			1800		
Injection pump type/make		Electronic/Volvo EMSII Unit injector			Electronic/Volvo EMSII Unit injector		

VOLVO PENTA		Document No				Issue Index	
D16 MG 1800/1500 rpm		21188254				1	
Intake system		r/min			1500		
		load	25%	50%	75%	100%	110%
Air consumption at: (+25°C and 100kPa)	Power setting 450 kW	m ³ /min	15,23	20,52	26,95	32,92	34,03
		cfm	538	725	952	1163	1202
		r/min			1800		
	Power setting 500 kW	m ³ /min	19,82	26,9	34,68	40,57	41,37
		cfm	700	950	1225	1433	1461
Max allowable air intake restriction including piping		kPa	3				
		psi	0,4				
Air filter type		Paper cartridge					
Air filter cleaning efficiency		%	98				
Exhaust system		r/min			1500		
		r/min	25%	50%	75%	100%	110%
Heat rejection to exhaust at:	Power setting 450 kW	kW	99	174	248	328	349
		BTU/min	5630	9895	14104	18653	19847
		r/min			1800		
	Power setting 500 kW	kW	116	193	272	372	399
		BTU/min	6597	10976	15468	21155	22691
Exhaust system		r/min			1500		
		load	25%	50%	75%	100%	110%
Exhaust gas temperature after turbine at:	Power setting 450 kW	°C	326	408	436	467	476
		°F	619	766	817	873	889
		r/min			1800		
	Power setting 500 kW	°C	299	355	382	436	454
		°F	570	671	720	817	849
Max allowable back pressure in exhaust line		kPa	15				
		psi	2,2				
Exhaust system		r/min			1500		
		load	25%	50%	75%	100%	110%
Exhaust gas flow at: (temp and pressure after turbine at the corresponding power setting)	Power setting 450 kW	m ³ /min	31,27	47,23	62,43	76,12	79,02
		cfm	1104	1668	2205	2688	2791
		r/min			1800		
	Power setting 500 kW	m ³ /min	38,45	56,58	73,52	88,9	92,35
		cfm	1358	1998	2596	3140	3261
Cooling system		r/min			1500		
		load	25%	50%	75%	100%	110%
Heat rejection radiation from engine to surrounding at:	Power setting 450 kW	kW	1	5	10	16	21
		BTU/min	57	284	569	910	1194
		r/min			1800		
	Power setting 500 kW	kW	3	7	12	18	23
		BTU/min	171	398	682	1024	1308
Heat rejection to raw water system at:		r/min			1500		
		load	25%	50%	75%	100%	110%
Heat rejection to raw water system at:	Power setting 450 kW	kW	81	143	215	315	324
		BTU/min	4606	8132	12227	17914	18426
		r/min			1800		
	Power setting 500 kW	kW	121	188	278	381	409
		BTU/min	6881	10691	15810	21667	23259

VOLVO PENTA	Document No	Issue Index
D16 MG 1800/1500 rpm	21188254	1

Cooling system. Fresh water coolant circuit

Coolant volume engine, including heat exchanger, charge air cooler and std. expansion tank	liter	56	
	US gal	14,79	
Max. additional coolant for cabin heater etc. with std. expansion tank	liter	6	
	US gal	1,59	
Coolant pump	drive/ratio	1:1,906	
	r/min	1500	1800
Coolant flow with fully open thermostat	l/s	N/A	N/A
	US gal/s		
Nominal coolant pressure with standard system	kPa	75	75
	psi	10,9	10,9
Thermostat	start to open	°C	86
		°F	187
	fully open	°C	96
		°F	205
Maximum static pressure head (expansion tank height + pressure cap setting)	kPa	100	
	psi	14,5	
Standard pressure cap setting	kPa	75	
	psi	10,9	
Coolant (40% coolant / 60% water)	Volvo Penta coolant together with clean fresh water		

Cooling system. Engine mounted raw water pump

Raw water pump	drive/ratio	1:1,31	
	r/min	1500	1800
Nominal raw water design flow	l/s	6,3	7,3
	US gal/s	1,7	1,9
Nominal raw water pump pressure head at design flow (measured before and after pump)	kPa	80	100
	psi	11,6	14,5
Maximum raw water pump suction head	kPa	30	30
	psi	4,4	4,4
Maximum additional pressure drop (after heat exchanger)	kPa	26	33
	psi	3,8	4,8
Maximum raw water temperature entering heat exchanger	°C	38	
	°F	100	

Cooling system. Raw water circuit central cooling

	r/min	1500	1800
Maximum raw water flow	l/s	9,3	
	US gal/s	2,5	
Minimum raw water flow	l/s	6,3	7,3
	US gal/s	1,7	1,9
Pressure drop engine raw water circuit at maximum flow	kPa	100	
	psi	14,5	
Pressure drop engine raw water circuit at minimum flow	kPa	53	70
	psi	7,7	10,2
Maximum allowed raw water circuit pressure before heat exchanger (external pump system)	kPa	400	
	psi	58,0	
Maximum raw water temperature entering heat exchanger	°C	38	
	°F	100	

Charge air cooler system

		r/min	1500		110%	
Cooling power	Power setting 450 kW	load	25%	50%	75%	100%
		kW	6,2	22,1	49,1	82,4
	BTU/min	353	1257	2792	4686	
		r/min	1800		110%	
Power setting 500 kW	kW	12,1	36,4	73,3	113,7	
	BTU/min	688	2070	4168	6466	
Charge air mass flow	Power setting 450 kW	r/min	1500		110%	
		kg/s	0,300	0,404	0,530	0,645
		r/min	1800		110%	
	Power setting 500 kW	kg/s	0,390	0,528	0,680	0,794

VOLVO PENTA	Document No	Issue Index
D16 MG 1800/1500 rpm	21188254	1

		r/min load	25%	50%	1500 75%	100%	110%
Charge air cooler system Charge air inlet temp. (Charge air temp after turbo compressor)	Power setting 450 kW	°C	63	101	142	182	190
		°F	145	214	288	360	374
		r/min			1800		
	Power setting 500 kW	°C	75	116	160	202	210
		°F	167	241	320	396	410

		r/min load	25%	50%	1500 75%	100%	110%
Charge air cooler system Charge air outlet temp. (Charge air temp after charge air cooler)	Power setting 450 kW	°C	43	47	51	55	56
		°F	109	117	124	131	133
		r/min			1800		
	Power setting 500 kW	°C	44	48	53	60	61
		°F	111	118	127	140	142
Charge air pressure	Power setting 450 kW	r/min	1500				
		kPa	218				
		psi	31,62				
	Power setting 500 kW	r/min	1800				
	kPa	235					
	psi	34,08					
Standard charge air cooler core area		m ²	0,04				
		foot ²	0,43				

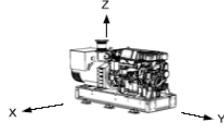
Engine management system

Functionality	Alternatives	Default setting
Governor mode	Isochronous/Droop Switchable during operation	Droop
Governor droop	0-5%	0,0
Governor response	P, I and D via VODIA	
Idle speed	600-1200rpm	900rpm
Fine speed adjustment	N/A	±120rpm
Stop function	Energized to run / stop	Energized to stop

Engine protection		Alarm level	
Parameter	Unit	Setting range	Default setting
Oil temp	°C	N/A	125
Oil pressure	Low idle	kPa	N/A
	1500 rpm	kPa	190,0
	1800 rpm	kPa	250,0
Oil level		N/A	Low level
Piston cooling pressure > 1000 rpm	kPa	N/A	150+/-20
Coolant temp	°C	95-103	98
Coolant level		N/A	Low level
Fuel feed pressure	Low idle	kPa	N/A
	>1400 rpm		70
		N/A	200
Water in fuel		N/A	Water in fuel
Crank case pressure	kPa	N/A	Inc pressure
Charge air temp	°C	N/A	80
Charge air pressure	kPa	N/A	400
Engine speed	rpm	100-120% of rated speed	120%

Note! Complete sensor list available

VOLVO PENTA	Document No	Issue Index
D16 MG 1800/1500 rpm	21188254	1

Electrical system		r/min		1500 and 1800	
Voltage and type		24V / insulated from earth			
Alternator:	make/output	A	Bosch 20849349/35-80A		
	tacho output	Hz/alt. Rev	6		
	drive ratio		4		
Starter motor	make	Melco			
	type	24V/7kW			
	kW	7/kW			
Starter motor solenoid,	pull current	A	2		
	hold current	A	N/A		
Number of teeth on:	flywheel	153			
	starter motor	12			
Inrush current at +20°C \ +5°C		A	2000	\	2100
Cranking current at +20°C \ +5°C		A	375	\	390
Crank engine speed at 20°C \ +5°C		rpm	165	\	140
Starter motor battery capacity:	max	Ah	2x220 700A DIN		
	min at +5°C	Ah	2x180 600A DIN		
Max. g-force	x	m/s ²			
	y	m/s ²			
	z	m/s ²			
					

وبالتالي يمكن لنا تحديد القيم المطلوبة للمحرك للدارة المقترحة عند الحمل الكامل 100% وعند سرعة دوران 1500 r.p.m كما هو مبين بالجدول التالي:

التدفق	كمية الحرارة المطروحة عند الحمل الكامل للمحرك	درجة حرارة الخروج من المحرك	درجة حرارة الدخول إلى المحرك	
6.3 lit/sec	397.4 kW	96 °C	80 °C	ماء التبريد
76.12 m ³ /min	328 kW	467 °C	—	غازات العادم

2-1-4 عمل الدارة الأولى والحسابات المتعلقة بالدارة

حيث يخرج ماء التبريد من المحرك بدرجة حرارة 96°C ليدخل إلى المبادل الحراري (مبادل غلاف ومجموعة أنابيب) حيث يسخن ماء تبريد المحرك نتيجة التبادل الحراري مع غازات العادم الخارجة من المحرك بدرجة حرارة 467°C وهي درجة حرارة دخول غازات العادم إلى المبادل الحراري لتخرج من المبادل بدرجة حرارة 193°C .

يمكن اختيار المبادل الحراري من النوع الخاص لاستعادة الحرارة من غازات العادم وهو من نوع غلاف ومجموعة أنابيب وقد صمم خصيصاً لهذه الحاجة كما هو مبين في الشكل (2-4):



الشكل (2-4) مبادل حراري (ماء / غاز) لاستعادة الحرارة الضائعة مع غازات العادم

هذا المبادل مصنع من قبل شركة BOWMAN وقد تم وضع نموذج لبعض هذه المبادلات وفق ما يلي [11]:

BOWMAN®

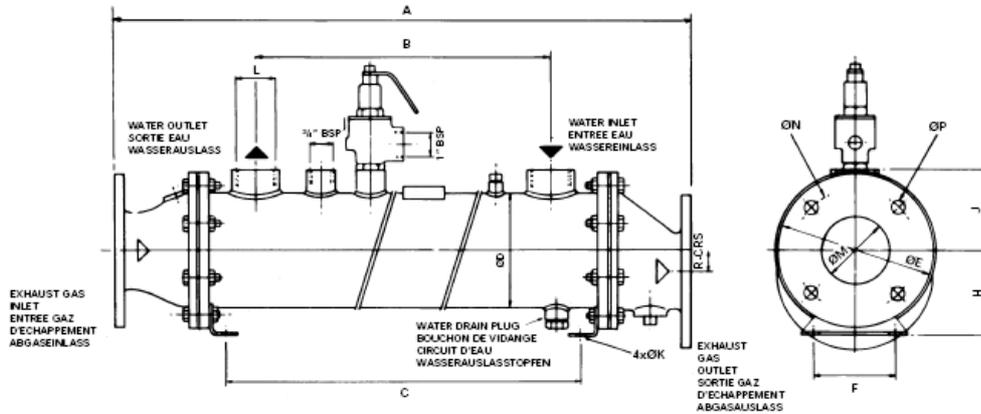
Typical examples of exhaust gas heat exchanger performance

an exhaust gas temperature of 600°C and a water inlet temperature of 80°C.

Type	Engine power kW	Exhaust gas flow kg/min	Exhaust gas outlet temperature °C	Heat recovery kW	Exhaust gas pressure drop kPa
3-32-3738-5	32	2.4	210	19	2.4
3-40-3738-6	32	2.4	170	21	2.8
3-60-3738-8	32	2.4	120	23	3.4
4-32-3739-5	60	4.5	210	35	2.2
4-40-3739-6	60	4.5	170	39	2.4
4-60-3739-8	60	4.5	120	43	3.0
5-32-3740-5	90	6.7	210	52	2.1
5-40-3740-6	90	6.7	170	57	2.4
5-60-3740-8	90	6.7	120	65	2.9
6-32-3741-5	140	10.5	210	82	2.2
6-40-3741-6	140	10.5	170	90	2.4
6-60-3741-8	140	10.5	120	101	3.0
8-32-3742-5	250	18.7	210	147	2.3
8-40-3742-6	250	18.7	170	160	2.5
8-60-3742-8	250	18.7	120	181	3.0
10-32-3743-5	400	30.0	210	236	2.4
10-40-3743-6	400	30.0	170	256	2.6
10-60-3743-8	400	30.0	120	288	3.1
12-32-3744-5	600	45.0	210	353	2.3
12-40-3744-6	600	45.0	170	380	2.5
12-60-3744-8	600	45.0	120	425	3.1

Maximum working gas side pressure 0.5 bar
 Maximum working water side pressure 4 bar
 Maximum working gas side temperature 700°C
 Maximum working water side temperature 110°C

100kPa = 1bar



	A	B	C	D	E	F	H	J	K	L	M	N	P	R
	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	BSP	mm	mm	mm	mm
3-32-3738-5	962	718	762	89	140	60	75	70	9	Rp1"	54	110	4x14	16
3-40-3738-6	1164	920	964	89	140	60	75	70	9	Rp1"	54	110	4x14	16
3-60-3738-8	1672	1428	1472	89	140	60	75	70	9	Rp1"	54	110	4x14	16
4-32-3739-5	992	698	762	114	160	80	90	85	9	Rp1 1/2"	66	130	4x14	22
4-40-3739-6	1194	900	964	114	160	80	90	85	9	Rp1 1/2"	66	130	4x14	22
4-60-3739-8	1702	1408	1472	114	160	80	90	85	9	Rp1 1/2"	66	130	4x14	22
5-32-3740-5	1032	688	762	141	190	100	105	100	11	Rp2"	82	150	4x18	26
5-40-3740-6	1234	890	964	141	190	100	105	100	11	Rp2"	82	150	4x18	26
5-60-3740-8	1742	1398	1472	141	190	100	105	100	11	Rp2"	82	150	4x18	26
6-32-3741-5	1082	668	762	168	210	130	120	140	11	*60	104	170	4x18	28
6-40-3741-6	1284	870	964	168	210	130	120	140	11	*60	104	170	4x18	28
6-60-3741-8	1792	1378	1472	168	210	130	120	140	11	*60	104	170	4x18	28
8-32-3742-5	1152	648	752	219	240	180	150	180	14	*80	130	200	8x18	40
8-40-3742-6	1354	850	954	219	240	180	150	180	14	*80	130	200	8x18	40
8-60-3742-8	1862	1358	1462	219	240	180	150	180	14	*80	130	200	8x18	40
10-32-3743-5	1232	608	752	273	265	250	180	220	14	*100	154	225	8x18	55
10-40-3743-6	1434	810	954	273	265	250	180	220	14	*100	154	225	8x18	55
10-60-3743-8	1942	1318	1462	273	265	250	180	220	14	*100	154	225	8x18	55
12-32-3744-5	1332	538	738	324	320	300	220	270	18	*150	204	280	8x18	55
12-40-3744-6	1534	740	940	324	320	300	220	270	18	*150	204	280	8x18	55
12-60-3744-8	2042	1248	1448	324	320	300	220	270	18	*150	204	280	8x18	55

*BS4504-6/3

وبالتالي يمكن اختيار المبادل المناسب بناءً على استطاعة المحرك وتدفق غازات العادم ووفق الحجم المطلوب للمبادل.

في المبادل الحراري نقوم بتمرير الماء في الأنابيب بينما تتدفق غازات العادم ضمن الغلاف لتقوم بتسخين الماء المار في الأنابيب.

وبالتالي تكون كمية الحرارة التي اكتسبها ماء التبريد من غازات العادم في المبادل الحراري بدون ضياعات :

$$Q_{ex} = m_{ex} \cdot C_{ex} \cdot \Delta T_{ex}$$

حيث أن:

m_{ex} : هو تدفق غازات العادم (kg/sec)

C_{ex} : هي الحرارة النوعية لغازات العادم kJ/kg. K

ΔT_{ex} : هو فرق بين درجتي حرارة الدخول والخروج لغازات العادم إلى المبادل الحراري بين ماء تبريد المحرك

وغازات العادم

حيث أن:

$$m_{ex} = \rho_{ex} \cdot V_{ex}$$

ρ_{ex} : هي الكتلة الحجمية لغازات العادم $\left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right)$

V_{ex} : هو تدفق غازات العادم الخارجة من المحرك $\left(\frac{\text{m}^3}{\text{sec}}\right)$

درجة الحرارة الوسطية لغازات العادم T_{ex} :

$$T_{ex} = \frac{467 + 193}{2} = 330 \text{ } ^\circ\text{C}$$

من جداول انتقال الحرارة لغازات العادم:

$$\rho_{ex} = 0.599 \text{ kg/ m}^3$$

$$C_{ex} = 1.127 \frac{\text{kJ}}{\text{kg. K}}$$

$$Q_{ex} = 0.599 \times 76.12 \times 1.127 \times (467 - 193)/60 \Rightarrow$$

$$Q_{ex} = 234.66 \text{ kW}$$

$$Q_{ex} = Q_w = m_w \cdot C_w \cdot \Delta T_w$$

$$\Delta T_w = \frac{Q_{ex}}{m_w \cdot C_w}$$

$$\Delta T_w = \frac{234.66}{6.037 \times 4.22} = 9.2 \text{ K}$$

$$m_w = \frac{6.3}{1000} \times 958.4 = 6.037 \text{ kg/sec}$$

وبالتالي يكمن اعتبار الفرق بين درجة حرارة دخول وخروج الماء إلى المبادل الحراري وبين ماء تبريد المحرك وغازات العادم:

$$\Delta T_w = 9 \text{ K}$$

درجة حرارة خروج الماء من المبادل الحراري وذلك قبل دخوله إلى مولد الدارة الامتصاصية الأولى:

$$T_{wo} = 105^\circ\text{C}$$

يخرج الماء من مولد الدارة الامتصاصية الأولى بدرجة حرارة قدرها 100°C ليدخل مولد الدارة الامتصاصية الثانية يخرج منه بدرجة حرارة قدرها 95°C ويدخل المبادل الحراري الأنبوبي الداخلي لخزان الماء الساخن ليخرج منه الماء بدرجة حرارة قدرها 80°C وهي درجة حرارة دخول ماء التبريد إلى المحرك .

في حال ارتفاع درجة حرارة خروج ماء التبريد من مبادل الخزان عن 80°C يقوم مبرد المحرك بالعمل لتبريد الماء الداخل الى المحرك إلى درجة حرارة 80°C .

لدينا في الدارة خزان للماء بسعة 4000 lit نقوم بتسخين ماء الخزان عن طريق المبادل الحراري الداخلي للخزان ويستخدم هذا الخزان لتأمين الماء الساخن للاستخدام اليومي.

كمية الحرارة النظرية المقدمة من ماء تبريد المحرك المار في المبادل الحراري الأنبوبي الداخلي إلى ماء الخزان:

$$Q_1 = m_w \times C_w \times \Delta T_{w2}$$

$$Q_1 = 6.037 \times 4.208 \times 15$$

$$Q_1 = 381 \text{ kW}$$

من الحسابات السابقة نستنتج أنه يمكن الاستفادة من حرارة ماء التبريد وغازات العادم في تسخين الماء للاستخدام اليومي باستطاعة قدرها $Q_1 = 381 \text{ kW}$.

تحسب الاستطاعة النظرية المستفاد منها في تشغيل مولد دائرة التبريد الامتصاصية الأولى Q_{H1} كما يلي:

$$Q_{H1} = m_w \times C_p \times \Delta T_G$$

عند درجة الحرارة وسطية للماء $T_m = \frac{100+105}{2} = 102.5 \text{ }^\circ\text{C}$ نجد من جداول انتقال الحرارة للماء أن:

$$C_p = 4.222 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \Rightarrow$$

$$Q_{H1} = 6.037 \times 4.222 \times 5 = 127.44 \text{ kW}$$

الاستطاعة النظرية المستفاد منها في تشغيل مولد دائرة التبريد الامتصاصية الثانية Q_{H2} فتحسب كما يلي:

$$Q_{H2} = m_w \times C_p \times \Delta T_G$$

درجة الحرارة الوسطية للماء $T_m = \frac{100+95}{2} = 97.5 \text{ }^\circ\text{C}$ نجد من جداول انتقال الحرارة للماء أن:

$$C_p = 4.215 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \Rightarrow$$

$$Q_{H2} = 6.037 \times 4.215 \times 5 = 127.22 \text{ kW}$$

من الدراسة السابقة نجد أنه يمكن تسخين خزان من الماء بسعة 4000 lit حيث يكفي الخزان لاستهلاك 100 شخص يومياً وبالتالي فإن الاستطاعة النظرية المستخدمة في تسخين الماء:

$$Q_1 = 381 \text{ kW}$$

حساب كمية الحرارة اللازمة لتسخين الخزان:

$$Q_{\text{tank}} = m_{\text{tank}} \cdot C_p \cdot \Delta T$$

حيث أن:

Q_{tank} : هي كتلة الماء في الخزان (kg)

C_p : هي الحرارة النوعية للماء $\frac{\text{kJ}}{\text{kg.K}}$

ΔT : هو الفرق بين درجة حرارة دخول وخروج الماء إلى الخزان

درجة الحرارة الوسطية للماء:

$$T_m = \frac{T_{\text{in}} + T_{\text{out}}}{2} = \frac{20 + 65}{2} = 42.5 \text{ }^{\circ}\text{C} \Rightarrow \text{يؤدي}$$

$$c_p = 4.174 \frac{\text{kJ}}{\text{kg.K}}$$

$$\rho = 991.175 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \Rightarrow \text{يؤدي}$$

$$Q_{\text{tank}} = 4 \times 991.175 \times 4.174 \times (65 - 20)$$

$$Q_{\text{tank}} = 744689.6 \text{ kJ}$$

كمية الحرارة النظرية التي يمتصها ماء الخزان من المبادل الحراري الأنبوبي الداخلي بدون أخذ الضياعات
بعين الاعتبار خلال ساعة واحدة من عمل الدارة :

$$Q_i = 381 \times 3600 = 1371600 \text{ kJ}$$

وبالتالي فإن الزمن النظري اللازم لتسخين 4000 lit من الماء:

$$t = \frac{744689.6}{1371600} = 0.5429 \text{ hour} = 32.57 \text{ min}$$

من أجل معرفة الاستطاعة التبريدية الناتجة من استخدام الماء الساخن في تشغيل دارة التبريد الامتصاصية
الأولى والثانية يجب تصميم دارتي التبريد الامتصاصيتين.

1-2-1-4 التصميم الحراري لدارة التبريد الامتصاصية الأولى [7]

القواعد التصميمية ودارة عمل الآلات الامتصاصية:

بالإضافة للقيمتين الابتدائيتين المطلوب معرفتهما في آلات التبريد الانضغاطية وهما:

1. درجة حرارة التبخر t_0 و ذلك تبعاً لنوع المادة المبردة،
2. درجة حرارة التكاثف t_c وذلك انطلاقاً من شروط موائع التبريد المتوفرة (الماء أو الهواء) ، هناك قيمة أخرى هي درجة حرارة غليان المحلول الفقير استناداً لشروط وسيط التسخين المتوفر.

دارة التبريد الامتصاصية على المخطط $\log(p), 1/T$:

من أجل تصميم دارة عمل الآلة الامتصاصية وتمثيلها تخطيطياً فإنه من المفيد أن يتم ذلك على المخطط $\log(p), 1/T$ وذلك بحسب المحلول الثنائي المستخدم.

دارة العمل النظرية:

يمكن بدايةً قبول الفرضيات التالية:

1. عدم وجود ضياعات في الضغط.
2. لا وجود لفرق في درجات الحرارة عند التبادل الحراري.
3. عدم وجود اختلافات في الضغط الجزئي عند امتصاص بخار وسيط التبريد من قبل المحلول.
4. خروج بخار وسيط التبريد من الفاصل بتركيز $\xi_k = 1$ (بخار وسيط تبريد صافي)
5. درجة حرارة التبخر مساوية لدرجة حرارة خروج المادة المبردة $t_0 = t_{k,0}$.
6. درجة حرارة التكاثف مساوية لدرجة حرارة التغذية لمائع التبريد $t_c = t_{w,i}$ (وغالبا الماء كمائع تبريد).

تحديد ضغوط العمل داخل الآلة:

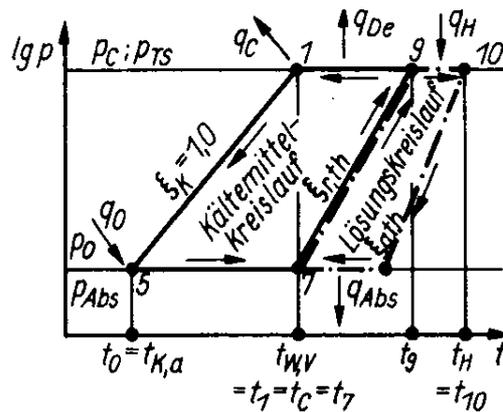
من المخطط (p, t) يتم الحصول على الضغط في المبخر والجهاز الماص $p_{Abs} = p_0$ كنقطة تقاطع درجة حرارة التبخر $t_0 = t_{k,0}$ مع خط الضغط الموافق لبخار وسيط التبريد الصافي $\xi_k = 1$ (نقطة 5). أما ضغط

التكاثف p_c فنحصل عليه من تقاطع درجة حرارة التكاثف $t_c = t_{W,i}$ مع خط الضغط السابق لوسيط التبريد

$$\xi_k = 1 \text{ الصافي}$$

تحديد تركيز كل من المحلول الغني و المحلول الفقير:

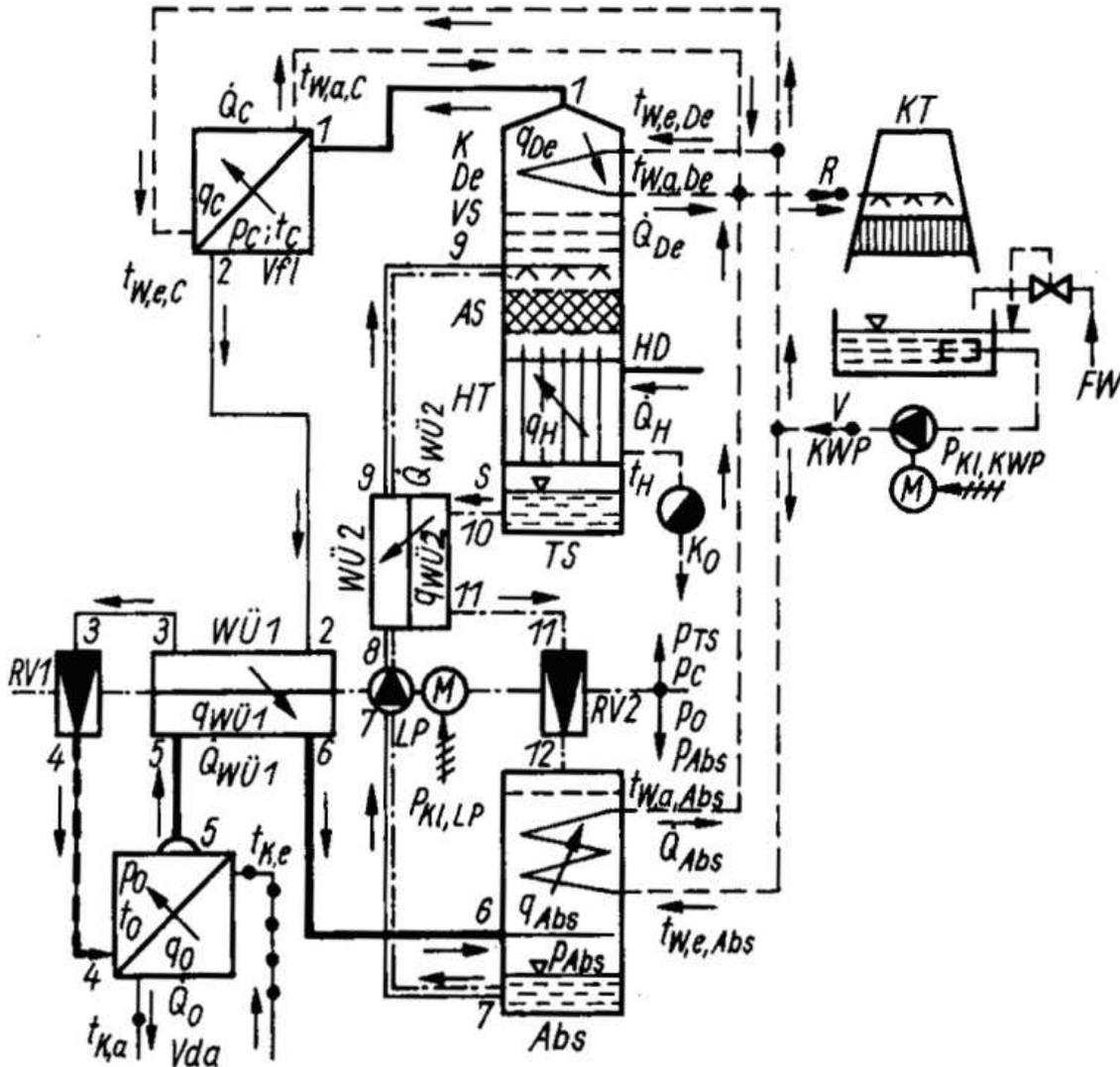
يمكن في الواقع أن نقسم دورة عمل الآلة الامتصاصية إلى دارتين: دورة بخار وسيط التبريد ودورة المحلول. الأولى تبدأ من النقطة 1 و تنتهي عند النقطة 6 والثانية تبدأ عند النقطة 7 وتنتهي بالنقطة 12. إن تركيز وسيط التبريد داخل كل من المولد والجهاز الماص مختلف جداً، حيث تحدث فيهما بشكل مستمر عمليتي الامتصاص والفصل. إن الفرق بين تركيزي المحلول في كل من الجهاز الماص والمولد، أي $\Delta \xi = \xi_r - \xi_a$ تدعى كما نعزم سعة التبخر.



شكل (4-3): دورة العمل النظرية على المخطط $\log(p), 1/T$

إن المحلول الغني ذو درجة حرارة منخفضة أصغر من درجة حرارة المحلول الفقير. في الدورة المبينة بالشكل تم تركيب مبادل حراري W1 يسهم في تبريد وسيط التبريد السائل القادم من المكثف بشكل أولي عن طريق البخار الأبرد القادم من المبخر وهذا يؤدي إلى تحسين أداء الدورة (التبريد التحتي).

إن درجة حرارة المحلول الغني عند خروجه من الجهاز الماص هي $t_7 = t_{W,i}$ (درجة حرارة دخول ماء التبريد). إن التركيز النظري للمحلول الغني $\xi_{r,th}$ يتم الحصول عليه من تقاطع درجة الحرارة t_7 مع الضغط في الجهاز الماص p_{Abs} .



شكل (4-4): مخطط العمل لآلة تبريد امتصاصية

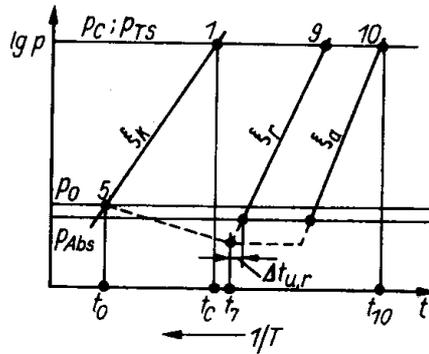
إن درجة حرارة خروج المحلول الفقير من المولد (بحالة الغليان) تساوي درجة حرارة وسيط التسخين عند الدخول إلى المولد $t_{10} = t_H$ وبمعرفة هذه الدرجة نحصل على النقطة 10 التي تمثل التركيز النظري للمحلول الفقير $\xi_{a,th}$ والواقعة على خط الضغط p_c .

دائرة العمل الفعلية :

نقوم بالتصميم بناءً على دائرة العمل الفعلية كما يلي:

إن دارة العمل الفعلية تتوافق عملياً مع هبوط في الضغط واختلاف في درجات الحرارة أثناء عمليات التبادل الحراري، كما أنها تشترط اختلافاً في الضغط الجزئي وذلك من أجل انتقال المادة أثناء عملية امتصاص وسيط التبريد من قبل المحلول، وهذا الأمر يتطلب تبريد المحلول الغني إلى ما دون درجة الغليان بالمقدار $\Delta t_{u,r}$ وذلك عند الضغط السائد في الجهاز الماص p_{Abs} .

إن الدارة الفعلية لآلة التبريد الامتصاصية المبينة بالشكل (4-5) تتمثل على المخطط $\log(p), 1/T$ كما في الشكل .



شكل (4-5): دارة العمل الفعلية على المخطط $\log(p), 1/T$

تحديد ضغوط العمل داخل الآلة:

إن درجة حرارة التبخر $t_0 = t_{k,o} - \Delta t_K$ ، حيث $\Delta t_K = 5 \text{ K}$ وهو الفرق بين درجة حرارة التبخر ودرجة حرارة خروج المادة المبردة. ومن نقطة التقاطع مع خط ضغط البخار p_0 عند التركيز ξ_K (يمكن اعتبار أن $\xi_K \approx 1$) نحصل على النقطة 5. (أي أعلى بحوالي خمس إلى ثمان درجات من درجة حرارة مياه التبريد). باعتبار أن درجة حرارة الماء المبرد المطلوب هي 8°C ، لدينا: $t_0 = 8 - 5 = 3^\circ\text{C}$

وبالتالي من مخطط $\log(p), 1/T$ نحدد:

$$p_0 = 0.5 \text{ Mpa}$$

ومن أجل درجة حرارة التكاثف $t_c = t_{w,o} + \Delta t_w$ حيث $\Delta t_w = 5 - 8 \text{ K}$ وهو الفرق درجة حرارة التكاثف ودرجة حرارة خروج ماء التبريد من المكثف، يتم الحصول من خلال نقطة التقاطع مع ξ_K على قيمة الضغط في

المكثف p_c وبافتراض أن هبوط الضغط بين المولد والمكثف صغير بحيث يمكن إهماله، فإننا يمكن أن نعتبر أن الضغط في المولد والفاصل يساوي إلى ضغط التكاثف أي $p_c = p_{TS}$ وبالتالي:

$$t_c = 35 + 5 = 40 \text{ } ^\circ\text{C}$$

حيث أن درجة حرارة دخول ماء التبريد إلى كل من المكثف والجهاز الماص هي 30°C مع اعتبار أن الفرق في درجة الحرارة بين دخول ماء التبريد إلى برج التبريد وخروجه هي 5 K .

من المخطط $\log(p), 1/T$ نحدد :

$$p_c = 1.6 \text{ Mpa}$$

إن الضغط في الجهاز الماص يتأثر بشكل كبير بهبوط الضغط لبخار وسيط التبريد في المبادل الحراري W1 بحيث يصبح $p_{Abs} = p_o - \Delta p_{o,Abs}$, نأخذ قيمة هبوط الضغط $\Delta p_{o,Abs} = 0.05 \text{ Mpa}$ وبالتالي:

$$p_{Abs} = 0.5 - 0.05 = 0.45 \text{ Mpa}$$

تحديد تركيز كل من المحلول الغني و الفقير:

إن درجة حرارة خروج المحلول الغني من الجهاز الماص t_7 يمكن اعتبارها أكبر بحوالي 5 إلى 10 درجات مئوية من درجة حرارة مياه التبريد $t_{W,i,Abs}$ عند مدخل الجهاز الماص وبالأخذ بعين الاعتبار الاختلاف الضروري في الضغط الجزئي لوسيط التبريد من أجل حصول عملية الامتصاص والذي ينتج عن طريق عملية التبريد التحتي $\Delta t_{u,r}$ للمحلول الغني $5 - 15 \text{ K}$ يمكن الحصول على تركيز المحلول الغني ξ_r

كنقطة تقاطع خط الضغط p_{abs} مع درجة الحرارة $t_7 + \Delta t_{u,r}$.

$$t_7 = 30 + 5 = 35 \text{ } ^\circ\text{C}$$

من المخطط $\log(p), 1/T$ نحصل على قيمة ξ_r من تقاطع:

$$t = 40 \text{ } ^\circ\text{C} \quad \text{مع} \quad p_{Abs} = 0.45 \text{ Mpa}$$

وبالتالي:

$$\xi_{r1} = 0.48$$

إن درجة حرارة غليان المحلول الفقير t_{10} هي أقل بحوالي 5 إلى 8 درجات من درجة حرارة دخول مياه التسخين أو من درجة حرارة تكاثف البخار t_H في حالة استخدام البخار كوسيط تسخين .

$$t_{10} = 105 - 5 = 100 \text{ } ^\circ\text{C}$$

إن تركيز المحلول الفقير ξ_a يتم الحصول عليه من تقاطع درجة الحرارة t_{10} مع الضغط في الفاصل (القسم الأوسط من المولد) وبالتالي :

$$\xi_{a1} = 0.4$$

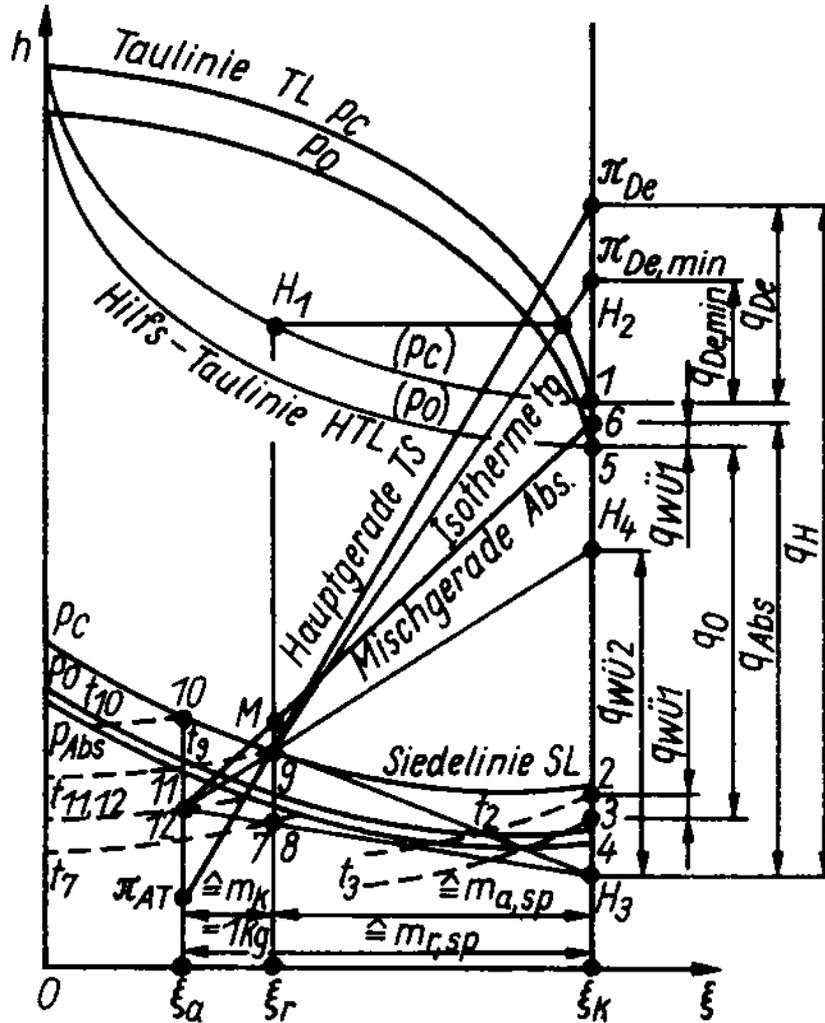
سعة التبخر للألة :

$$\Delta\xi = \xi_r - \xi_a = 0.48 - 0.4 = 0.08$$

وبالمقارنة مع الدارة النظرية سنتنتج لدينا قيماً أقل لكل من درجة حرارة التبخر t_0 ودرجة حرارة غليان المحلول الفقير t_{10} وللضغوط p_0 في المبخر و p_{Abs} في الجهاز الماص، وكذلك لكل من تركيز المحلول الغني ξ_r وسعة التبخر $\Delta\xi = \xi_r - \xi_a$ ، بينما تظهر قيم أعلى لكل من تركيز المحلول الفقير ξ_a ودرجة حرارة التكاثف t_c ودرجة حرارة المحلول الغني t_7 عند خروجه من الجهاز الماص وللضغوط p_{TS} , p_c في المكثف و الفاصل.

إن ما يجب التنويه إليه هو أن الحد الأدنى لسعة التبخر هو $\Delta\xi = 0.05$ وهذا الحد يجب أن لا يتم تجاوزه لأن ذلك سيتطلب تدوير كميات كبيرة m_r و m_a من المحلولين الفقير والغني. هناك صعوبات يمكن أيضاً مواجهتها عند ارتفاع درجة حرارة دخول مياه التبريد $t_{W,i}$ أو انخفاض درجة حرارة خروج الماء $t_{W,o}$ في حالة استخدام الماء الساخن. إن ذلك قد يؤدي إلى ضرورة تصميم الضاغط الحراري (الماص + المولد) على شكل متعدد المراحل إذا لم يكن بالإمكان رفع درجة الحرارة t_H أو $t_{H,o}$ إلى الحد المطلوب.

دارة التبريد الامتصاصية على المخطط (h , [])



شكل (4-6): دورة العمل على المخطط h, s

في حالة استخدام المحلول الثنائي $\text{NH}_3 - \text{H}_2\text{O}$ فإنه من المفضل أن يتم إجراء الحسابات الهندسية الحرارية باستخدام المخطط (h, s) .

يتم الانطلاق عادة من عرض العمليات الهندسية الحرارية التي تجري داخل الضاغط الحراري. ومن خلال دراسة دورة العمل باستخدام المخطط $\log(p), 1/T$ يتم الحصول على ما يلي:

الضغوط في كل من المبخر p_0 ، الجهاز الماص p_{abs} ، المكثف p_c وفي الفاصل p_{Tc} .

$$p_0 = 0.5 \text{ Mpa} \quad , \quad p_{abs} = 0.45 \text{ Mpa}$$

$$p_{tc} = p_c = 1.6 \text{ Mpa}$$

درجة حرارة التبخر t_0 ، درجة حرارة التكاثف t_c ، درجة حرارة غليان المحلول الفقير t_{10} ودرجة حرارة المحلول الغني t_7 عند الخروج من الجهاز الماص.

$$t_0 = 3^\circ\text{C}$$

$$t_c = 40^\circ\text{C}$$

$$t_{10} = 100^\circ\text{C}$$

$$t_7 = 35^\circ\text{C}$$

تركيز وسيط التبريد ξ_K وكذلك تركيز كل من المحلول الغني ξ_R والمحلول الفقير ξ_a .

$$\xi_R = 0.48$$

$$\xi_a = 0.4$$

على الشكل (4-6) تم ترميز النقاط المميزة لحالة المحلول داخل الآلة الامتصاصية بما يتفق مع تلك المعبرة عن المواقع المختلفة على الدارة الموضحة بالشكل (4-4) إن كل من تلك النقاط تعبر عن حالات مختلفة كالاتي:

النقطة 1: حالة وسيط التبريد عند خروجه من الفاصل:

إن الخط الشاقولي ξ_R يتقاطع مع خط التكاثف المساعد في النقطة المساعدة H_1 . ومن هنا وعلى طول هذا الخط المساعد وحتى التقاطع مع الشاقول ξ_K نحصل على النقطة 1. إن بخار وسيط التبريد يخرج بدرجة حرارة الغليان من أعلى المولد.

بعد تحديد النقطة 1 على المخطط ينتج لدينا :

$$h_1 = 1627 \text{ kJ/kg}$$

النقطة 2: حالة وسيط التبريد السائل عند خروجه من المكثف:

سنفترض أن السائل المتكاثف قد تم تبريده قليلاً إلى ما دون درجة حرارة التكاثف وذلك حسب تصميم وحجم المكثف وسيخرج السائل من المكثف بدرجة حرارة $t_2 = 38 \text{ }^\circ\text{C}$ وبذلك فإن النقطة 2 ما هي إلا نقطة تقاطع t_2 مع ξ_k وتقع تحت خط التكاثف p_c وبالتالي:

$$h_2 = 518 \text{ kJ/kg}$$

النقطة 3: حالة وسيط التبريد السائل عند خروجه من المبادل الحراري W1:

من خلال الموازنة الحرارية للمبادل الحراري يصبح كل من درجة الحرارة t_3 والانتالبي النوعي h_3 معلوماً، ويتم بالتالي الحصول على النقطة 3 من تقاطع t_3 أو h_3 مع ξ_k إلى الأعلى من الخط p_0 .

بالنسبة للمبادل الحراري W1:

$$t_6 = t_2 - \Delta t_{\min}$$

$$t_6 = 38 - 5 = 33 \text{ }^\circ\text{C}$$

نحدد على المخطط $\log p, h$ للنشادر النقطتين 5,6 كما يلي:

نحدد النقطة 5 من تقاطع:

$$t_5 = t_0 = 3 \text{ }^\circ\text{C} \quad \text{مع} \quad p_0 = 0.5 \text{ Mpa}$$

نحدد النقطة 6 من تقاطع:

$$t_6 = 33 \text{ }^\circ\text{C} \quad \text{مع} \quad p_{\text{abs}} = 0.45 \text{ Mpa}$$

$$\text{وبالتالي: } h_6 - h_5 = 90 \text{ kJ/kg}$$

نحدد النقطة 5 حيث نفترض أن بخار وسيط التبريد يخرج من المبخر دون تحميص. بذلك تكون النقطة 5 عبارة عن تقاطع خط ضغط التكاثف المساعد عند الضغط p_0 مع ξ_k على المخطط h, p وبالتالي

$$h_5 = 1600 \text{ kJ/kg}$$

$$h_6 = 1600 + 90 = 1690 \text{ kJ/kg} \quad \text{وبالتالي:}$$

حيث أن كمية الحرارة الممتصة في المبادل W1 هي :

$$q_1 = h_2 - h_3 = h_6 - h_5$$

وبالتالي :

$$h_3 = h_2 - (h_6 - h_5)$$

$$h_3 = 518 - 90 = 428 \text{ kJ/kg}$$

نحدد النقطة 3 على المخطط] , h ومنه ينتج:

$$t_3 = 18^\circ\text{C}$$

النقطة 4: حالة وسيط التبريد عند دخوله إلى المبخر:

إن تمدد وسيط التبريد عبر الصمام V1 يتم عند انتالبي ثابت $h = C$ بحيث تنطبق النقطة 4 على النقطة 3. وبما أن النقطة 4 تقع فوق خط الضغط p_0 (منطقة البخار الرطب) سيحدث تشكل للبخار بعد الصمام مباشرة.

$$h_3 = h_4 = 428 \text{ kJ/kg}$$

$$t_4 = t_0 = 3^\circ\text{C}$$

النقطة 5: حالة بخار وسيط التبريد عند خروجه من المبخر:

نفترض أن بخار وسيط التبريد يخرج من المبخر دون تحميص. بذلك تكون النقطة 5 عبارة عن تقاطع خط

ضغط التكاثف المساعد عند الضغط p_0 مع ξ_k

النقطة 6: حالة بخار وسيط التبريد عند دخوله إلى الجهاز الماص:

يتم تحميص البخار نتيجة امتصاص الحرارة في المبادل الحراري W1 هي:

$$q_1 = h_2 - h_3 = h_6 - h_5$$

بنقل فرق الانتالبي النوعي $h_2 - h_3$ اعتباراً من h_5 نحو الأعلى في منطقة البخار المحمص على الشاقول ξ_k نحصل على النقطة 6 .

$$h_6 = 1690 \text{ kJ/kg}$$

النقطة 7: حالة المحلول الغني عند خروجه من الجهاز الماص كنقطة تقاطع t_7 مع ξ_r :

$$\xi_r = 0.48$$

$$t_7 = 35 \text{ C}^\circ$$

نحدد النقطة 7 على المخطط h, ξ , ينتج لدينا:

$$h_7 = 65 \text{ kJ/kg}$$

إن المحلول الغني قد تم تبريده تحتياً لأن النقطة 7 تقع تحت خط الضغط p_{Abs}

النقطة 8: تمثل تغير انتالبي المحلول الغني بفعل حرارة الاحتكاك لمضخة التدوير:

هذا التغير صغير لدرجة يمكن معها إهماله، وبذلك يصبح $h_8 = h_7$ والنقطة 8 تنطبق على النقطة 7.

$$h_7 = h_8 = 65 \text{ kJ/kg}$$

النقطة 9: حالة دخول المحلول الغني إلى المولد (الفاصل):

سنفترض أن المحلول الغني سيدخل إلى المولد بدرجة حرارة الغليان بفعل التصميم الجيد للمبادل الحراري W2. بذلك تكون النقطة 9 عبارة عن تقاطع p_{TS} مع ξ_r . وإذا لم يكن بالإمكان تحقيق ذلك فإن النقطة 9 ستقع على الشاقول ξ_r ولكن تحت خط الضغط p_{TS} بمقدار الفرق في حالة المحلول عن حالة الغليان.

$$h_9 = 278 \text{ kJ/kg}$$

$$t_9 = 83 \text{ C}^\circ$$

النقطة 10: حالة المحلول الفقير لدى خروجه من المولد :

في حالة خروج المحلول الفقير من المولد بدرجة حرارة الغليان فإننا نحصل على النقطة 10 من تقاطع $p_c = p_{TS}$ مع ξ_a . وفي حالة مغادرته للمولد بدرجة حرارة أقل من درجة حرارة الغليان بمقدار $\Delta t_{u,r}$ فإن النقطة 10 ستقع بمقدار Δt تحت خط الضغط على p_{TS} على الشاقول ξ_a .

نحدد النقطة 10 من تقاطع $t_{10} = 100$ مع ξ_a على المخطط h , ينتج لدينا:

$$h_{10} = 345.5 \text{ kJ/kg}$$

النقطة 11: حالة المحلول الفقير عند الخروج من المبادل الحراري W_2 :

يمكن الحصول على النقطة 11 تخطيطياً كما يلي: إن المستقيم المار من النقطتين 9 و 10 يقطع ξ_k في النقطة المساعدة H_3 إن المستقيم الآخر الذي يبدأ بالنقطة H_3 ماراً من النقطة 8 يقطع ξ_a في النقطة المطلوبة 11. البرهان على صحة هذا الاستنتاج سيجري لاحقاً عند دراسة التوازن الحراري للمبادل W_2 .

وبالتالي ينتج لدينا:

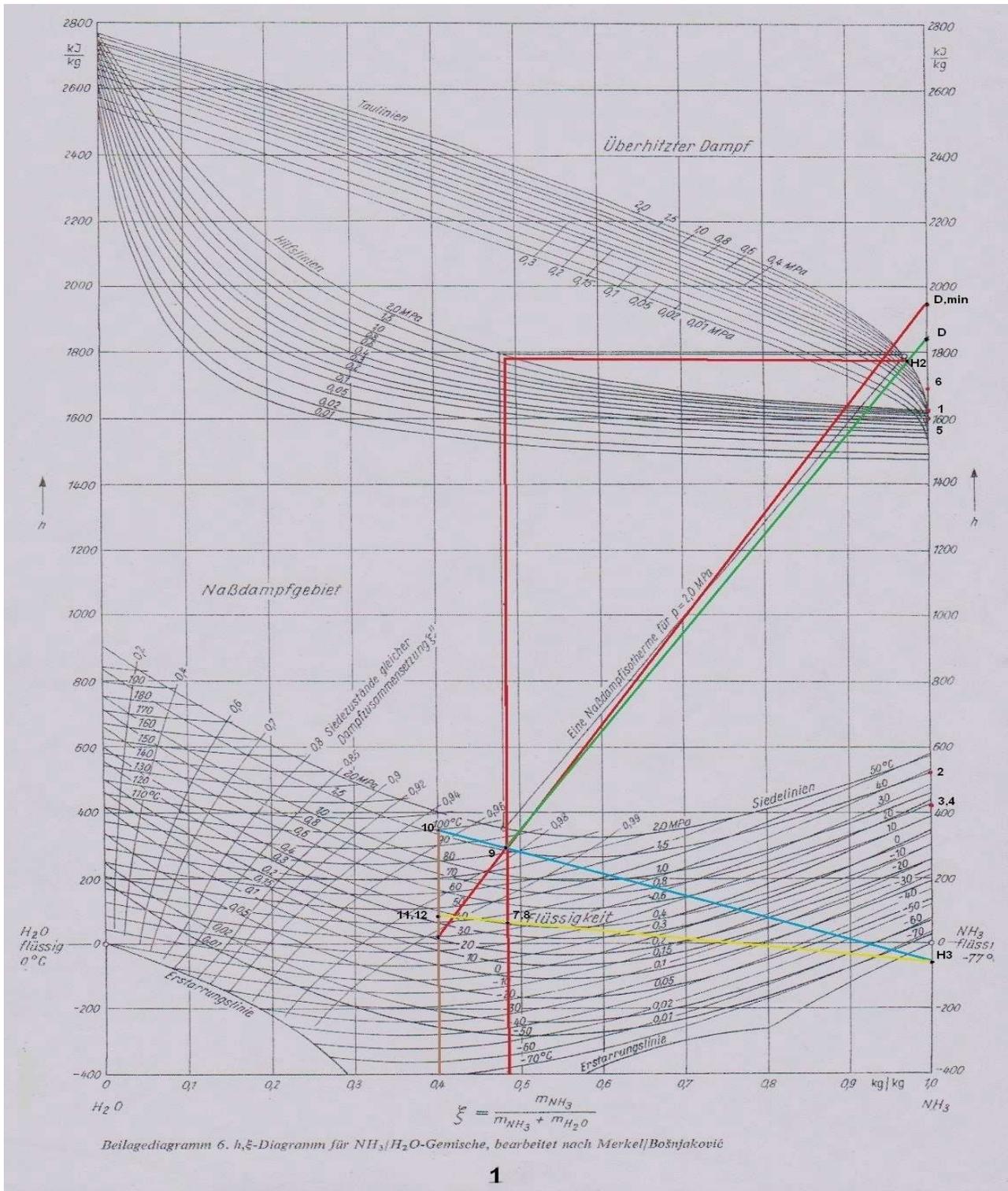
$$t_{11} = t_{12} = 42 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$h_{11} = h_{12} = 76 \text{ kJ/kg}$$

إذا بلغ فرق درجات الحرارة $t_{11} - t_8$ القيمة 5 K على الأقل فإن الفرضية الواردة بالنسبة للنقطة 9 يمكن أن تتحقق بحيث يدخل المحلول الغني إلى المولد بدرجة حرارة الغليان.

النقطة 12: حالة المحلول الفقير عند الدخول إلى الجهاز الماص:

ينخفض ضغط المحلول الفقير عبر الصمام V_2 عند إنتالبي ثابت $h = C$ بحيث تنطبق النقطة 12 على النقطة 11. ولكن ما تجدر ملاحظته أن الضغط السائد عند النقطة 11 هو ضغط المولد $p_c = p_{TS}$ بينما يسود الضغط p_{abs} عند النقطة 12. إذا وقعت النقطة 12 تحت خط الضغط p_{abs} فلن يحدث تشكل للبخار بعد الصمام V_2 .



الشكل (4-7) تصميم دائرة التبريد الامتصاصية الأولى على المخطط h, ξ

تصميم وحساب مكونات الآلة الامتصاصية:

يتم الحصول على القيم الضرورية للإنتالبي النوعي لمختلف حالات وسيط التبريد وللمحلول في مختلف المواقع داخل الدارة من المخطط h, ξ . سنقوم الآن بدراسة المكونات الأساسية لآلات التبريد الامتصاصية.

المبخر: إن المطلوب من المبخر هو إنتاج الاستطاعة التبريدية اللازمة وتساوي

$$Q_o = m_{ik} \cdot q_o = m_{ik} \cdot (h_5 - h_4)$$

$$q_o = h_5 - h_4$$

$$q_{o1} = 1172 \text{ kJ/kg}$$

إن تدفق وسيط التبريد اللازم لتحقيق ذلك هو

$$m_{ik} = \frac{Q_o}{q_o} = Q_o / (h_5 - h_4)$$

إن استطاعة التبريد النوعية $q_o = h_5 - h_4$ تظهر على المخطط h, ξ كقطعة مستقيمة 4-5 على الشاقول ذو التركيز ξ_K (شكل 5). إن النقطة 4 تقع في الأساس في منطقة البخار الرطب و بالتالي يجري في المبخر تبخير كمية السائل المتبقية فقط (الجزء المتبقي من وسيط التبريد بحالته السائلة) .

الجهاز الماص: في هذا الجهاز يتم امتصاص تيار بخار وسيط التبريد ذوالحالة 6 من قبل تيار المحلول الفقير m_a ذو الحالة 12. على المخطط h, ξ المبين بالشكل (5) تنتج نقطة المزج M من تقاطع خط المزج للجهاز الماص مع الشاقول ذو التركيز ξ_r للمحلول الغني الناتج (خط المزج هو الخط الواصل بين النقطتين 6 و 12 على المخطط h, ξ). إن المحلول الغني الناتج يغادر الجهاز الماص بدرجة حرارة t_7 (الحالة 7) حيث يجب أن يتم سحب كمية حرارة مقدارها $h_m - h_7$ من كل 1 كغ محلول غني عن طريق مائع التبريد المستخدم (الماء مثلاً).

بإسقاط القطعة المستقيمة M - 7 على المحور ξ_K يتم الحصول على كمية الحرارة اللازم التخلص منها في الجهاز الماص عند امتصاص 1 كغ من بخار وسيط التبريد ممثلة بالمسافة $H_3 - 6$ وبالتالي:

$$q_{Abs} = h_6 - h_{H_3}$$

$$q_{Abs1} = 1744.5 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{H_3} = -54.5 \text{ kJ/kg}$$

إن التوازن المادي في الجهاز الماص يقود إلى التالي:

آ- التوازن الإجمالي لتيارات المادة:

$$m_a + m_k = m_r$$

ب- التدفقات الكتلية النوعية للمحلول نسبة لكل 1 كغ بخار وسيط التبريد

$$m_{a,sp} + 1 = m_{r,sp}$$

$$m_{a,sp} \cdot \xi_a + \xi_k = m_{r,sp} \cdot \xi_r$$

ملاحظة: في الحالة المثالية تحدث عملية امتصاص وسيط التبريد 6 في الجهاز الماص عند ضغط التبخر p_0 و عند درجة حرارة امتصاص $t_a = t_c$ أي مساوية لدرجة حرارة التكاثف. أما في الواقع فإن ضغط البخار p_0 ينخفض بسبب ضياع الضغط بين المبخر و الجهاز الماص بمقدار 0.2 – 0.4 Mpa.

من العلاقتين الأخيرتين ينتج:

$$m_{a,sp} = (\xi_k - \xi_r) / (\xi_r - \xi_a)$$

$$m_{a,sp1} = \frac{1-0.48}{0.48-0.4} = 6.5 \text{ kg/kg}$$

$$m_{r,sp} = (\xi_k - \xi_a) / (\xi_r - \xi_a)$$

$$m_{r,sp1} = \frac{1-0.4}{0.48-0.4} = 7.5 \text{ kg/kg}$$

من هاتين العلاقتين يتضح أن التدفقات الكتلية النوعية للمحلول الغني $m_{r,sp}$ وللمحلول الفقير $m_{a,sp}$ المنسوبة لتدفق 1 كغ من وسيط التبريد تتعلق فقط بالتركيز ε ، وهذا ما يمكن تمثيله على المخطط h ، بشكل يتناسب مع $(m_k \approx 1 \text{ kg} = \xi_r - \xi_a)$.

إن كمية الحرارة التي يلزم التخلص منها في الجهاز الماص هي:

$$Q_{Abs} = m_k \cdot q_{Abs} = m_k \cdot (h_6 - h_{H3})$$

وفي حالة عدم استخدام المبادل الحراري W2 فإنه يجب سحب كمية إضافية من الحرارة تساوي إلي الاستطاعة الحرارية للمبادل.

المبادل الحراري W1:

إن وظيفة هذا المبادل هي التبريد التحتي لسائل وسيط التبريد القادم من المكثف والاستفادة من برودة بخار وسيط التبريد بعد مغادرته للمبخر. إن الموازنة الحرارية لهذا المبادل تمكن من حساب و تحديد مواصفات وسيط التبريد عند النقطتين 3 و 6 على الشكل التالي:

$$t_2 - t_6 = \Delta t_{\min}$$

$$t_6 = t_2 - \Delta t_{\min}$$

حيث Δt_{\min} هو فرق درجات الحرارة الأصغري على الجانب الساخن للمبادل الحراري وهذه القيمة يجب أن تكون معلومة و تشكل أحد القيم المميزة للمبادل .

إن حرارة التحميص $h_6 - h_5 = f(t_5, t_6, p_0)$ لا يمكن قراءتها مباشرة على المخطط $(h, \log p)$ وإنما تحدد كفرق انتالبي على المخطط $\log p, h$ حيث أن درجتى الحرارة معلومتين t_5, t_6 والضغط السائد هو ضغط التبخر p_0 .

إن الموازنة الحرارية للمبادل الحراري تعطي:

$$h_2 - h_3 = h_6 - h_5$$

$$h_3 = h_2 - (h_6 - h_5) , \quad h_3 = h_4$$

عند النقطة 3 يسود الضغط p_c (ضغط التكاثف)، بينما تقع النقطة 4 في منطقة البخار الرطب فوق خط الغليان حيث يسود ضغط التبخر p_0 .

المبادل الحراري W2:

إن وظيفة المبادل الحراري هذا هي التسخين الأولي للمحلول الغني البارد عن طريق المحلول الفقير الحار. وبإهمال الضياعات الحرارية تبدو الموازنة الحرارية لهذا المبادل على الشكل التالي:

$$Q_{W2} = m_a \cdot (h_{10} - h_{11}) = m_r \cdot (h_9 - h_8)$$

وبالنسبة لكل 1 kg وسيط تبريد فإن الحرارة النوعية المتبادلة هي:

$$q_{W2} = m_{a,sp} \cdot (h_{10} - h_{11}) = m_{r,sp} \cdot (h_9 - h_8)$$

$$q_{W2} = 7.5 \times (278 - 65) = 1597.5 \text{ kJ/kg}$$

و بالتالي ينتج:

$$\frac{m_{a,sp}}{m_{r,sp}} = \frac{h_9 - h_8}{h_{10} - h_{11}} = \frac{\xi_k - \xi_r}{\xi_k - \xi_a}$$

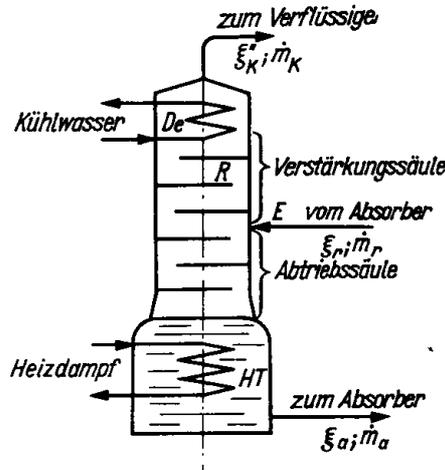
هذه العلاقة تتضمن عملياً البرهان على صحة موقع ومغزى النقطة المساعدة H_3 المستخدمة سابقاً.

بإسقاط المسافة 8-9 على الشاقول ذو التركيز ξ_k عبر النقطة 11 نحصل بواسطة المستقيم المسقط للنقطة 11 عبر النقطة 9 على النقطة المساعدة H_4 . إن المسافة $H_3 - H_4$ تكافئ كمية الحرارة المقدمة من المحلول الفقير عبر المبادل W2 إلى المحلول الغني عند تدفق 1 kg وسيط تبريد وبالتالي يمكن الكتابة:

$$q_{W2} = m_{r,sp} \cdot (h_9 - h_8) = h_{H4} - h_{H3}$$

إن تركيب المبادل W2 لا يؤدي فقط إلى تقليل استطاعة التبريد اللازمة في الجهاز الماص وإنما أيضاً إلى تقليل استطاعة التسخين اللازمة في المولد Q_H و ذلك بالمقدار Q_{W2} .

المولد: إن الشكل الأبسط لتبخر وسيط التبريد وفصله عن المركب الثنائي المادة (المحلول الغني) يتم على الشكل التالي: عندما يتم الوصول إلى حالة الغليان عن طريق إضافة الحرارة في المولد يبدأ تشكل البخار. ونتيجة الاختلاف في الضغط الجزئي للبخار لكل من مركبتي المزيج فإن المركب ذو الضغط الجزئي الأكبر للبخار يبدأ أولاً بالتبخر بشكل أسهل (وهو في حالتنا النشادر). إن البخار المتشكل يحتوي نتيجة لذلك على نسبة عالية من بخار NH_3 بتركيز ξ_k ولكن أيضاً على نسبة بسيطة من بخار الماء تزداد كلما كانت درجة الحرارة في الجهاز الماص أكبر وكلما انخفضت درجة حرارة التبخر (في المبخر). كما وأن بخار النشادر المتشكل يحتوي إضافة لذلك على بعض قطرات محلول النشادر و الماء في طورها السائل.



الشكل (8-4) رسم تخطيطي لمولد ذو مقطر

إن الأبخرة المتشكلة من الحلول أثناء عملية التقطير يتم تكثيفها من جديد وهذه العملية تدعى بالتقطير. إن المتكاثف يحتوي على نسبة عالية من المادة الأسهل تطايراً. وعن طريق التقطير المتكرر تتزايد نقاوة وسيط التبريد ويرتفع تركيزه.

إن احتواء وسيط التبريد على بخار الماء يؤدي إلى انخفاض الاستطاعة التبريدية للمبخر لذا يجب تجنب ذلك قدر الإمكان ومحاولة الوصول بتركيز بخار وسيط التبريد إلى القيمة $\xi_K = 1$. وعن طريق التقطير والتكثيف والفصل المتكرر لقطرات الماء عن البخار، يمكن الوصول إلى هذه القيمة تقريباً.

لهذه الغاية يوضع في القسم العلوي من المولد فاصل قطرات يمنع القطرات السائلة من الخروج مع البخار بالإضافة إلى مقطر يركب إما في أعلى المولد أو يكون منفصلاً عنه ومركباً بشكل مستقل.

في المقطر يتم امتصاص كمية من الحرارة Q_D عن طريق مياه تبريد وتنخفض بذلك درجة حرارة البخار الناتج إلى درجة حرارة أعلى بقليل من درجة غليان الأمونياك وأقل من درجة غليان الماء عند ضغط المكثف. ونتيجة لذلك يتكاثف بخار الماء الموجود مع بخار الأمونياك ويتشكل تيار من الماء وسائل الأمونياك يدعى بالتيار الراجع الذي يعود إلى الفاصل ومن ثم إلى المولد. و نتيجة لذلك تزداد الحاجة إلى ماء التبريد وماء التسخين أيضاً لأن السائل المتكاثف (الراجع) يجري تبخيره من جديد.

إن ما يدعى بالمقطر أو (المكثف المرجع) لا يكفي لوحده للوصول ببخار وسيط التبريد إلى التركيز $\xi = 1$ لذا يتم عادة إضافة لذلك استخدام ما يسمى بالمركز و هو عبارة عن مبادل حراري بين التيار السائل الراجع من المقطر وبخار الأمونياك الخارج من الفاصل. والمركز عبارة عن سطوح داخلية على شكل شبك معدني موزعة على عدة مستويات بين الفاصل والمقطر . إن عدد السطوح هذا يتعلق بدرجة النقاوة وبتركيز بخار وسيط التبريد المطلوبين.

الشكل (4-8) يبين رسماً تخطيطياً لمولد ذو مقطر. إن المحلول الغني يدخل عند النقطة E أعلى الفاصل ويسيل على سطوح فاصل القطرات باتجاه الأسفل إلى المسخن (الغلاية) حيث يجري تبخيره . إن البخار المتشكل بتركيز ضعيف ($\xi_d = 0.8 - 0.9$) يصعد إلى الأعلى ماراً على سطوح المركز فالمقطر و يغادر المولد عند قمته كبخار نشادر صافي ($\epsilon_k = 1$). إن كمية الحرارة اللازم تقديمها في المولد تصبح بذلك أكبر بمقدار كمية الحرارة المسحوبة عن طريق المبادل الحراري في المقطر .

الفاصل: إن مبدأ عمل الفاصل يتلخص في أن المحلول الغني يتساقط على شكل رذاذ ناعم باتجاه الأسفل على الصفوف المتعاقبة للسطوح التي يتكون منها الفاصل، ويمتزج مع البخار ذو الاتجاه المعاكس القادم من الجزء السفلي للمولد ويتبادل معه الحرارة والمادة عن طريق سطح تلامس كبير. إن البخار يتكاثف على سطوح القطرات الأبرد وعن طريق حرارة التكاثف يتبخر من جديد بتركيز أكبر. و بفعل التكاثف و التبخر المتكرر ينفصل بخار العنصر الأسهل تطايراً عن المحلول و ينطلق نحو الأعلى بتركيز كبير نسبياً.

المركز: إن البخار الصاعد نحو الأعلى اعتباراً من السطح الأول للمركز يمتزج أيضاً مع قطرات السائل المتكاثف العائد من المقطر. وعن طريق تكرار هذه العملية على السطوح

المتعاقبة كما في الفاصل يتم أيضاً فصل بخار المادة الأسهل غلياناً و تخليصه من بقايا المادة الأخرى الأصعب غلياناً وبالتالي زيادة تركيزه.

إن المحلول الغني يفترض أن يدخل إلى المولد بدرجة حرارة الغليان (نقطة 9). إن موقع الإيزوترم العائد للبخار الرطب يتحدد كما يلي: يتقاطع الشاقول ξ_r للمحلول الغني مع الخط المساعد لضغط البخار المشبع في الفاصل

في النقطة المساعدة H_1

إن الخط $h = C$ المار من H_1 يقطع خط التكاثف p_{TS} (الحقيقي) في النقطة المساعدة H_2 . إن المستقيم $H_2 - 9$ هو عبارة عن الإيزوترم المطلوب للبخر الرطب.

إن تركيز بخار النشادر هو عملياً تركيز التوازن بين البخار والمحلول الغني بحالة الغليان عند النقطة 9. ومن الملاحظ بوضوح أن هذا التركيز لا يزال يختلف عن التركيبي $\varepsilon_k = 1$. نمدد إيزوترم البخار الرطب حتى نقطة التقاطع مع الشاقول الموافق للتركيز المطلوب $\xi_k = 1$ عند قمة المقطر (النقطة 1) فنحصل على ما يسمى بالقطب $\pi_{D,min}$ العائد للمركز الذي عن طريقه تتحدد كمية الحرارة الأصغرية المطلوب التخلص منها عن طريق المقطر. إن كمية الحرارة هذه منسوبة لكل 1 kg من بخار وسيط التبريد الذي يغادر المولد هي:

$$q_{D,min} = h_{\pi_{D,min}} - h_1$$

حيث ينتج لدينا :

$$h_{\pi_{D,min}} = 1841 \text{ kJ/kg}$$

$$q_{D,min} = 1841 - 1627 = 214 \text{ kJ/kg}$$

إن طريقة التشغيل التي يمكن أن تؤدي إلى النتيجة السابقة تتطلب عملياً مساحة لانهائية لسطوح التبريد داخل المقطر أو زمن تبادل حراري لانهائي. لذا يتم في العادة تصميم المقطر بحيث تكون كمية الحرارة التي يمكن التخلص منها نظرياً تساوي:

$$q_D = (1 - 2) \cdot q_{D,min}$$

$$q_{D1} = 1.5 \times 214 = 322 \text{ kJ/kg}$$

وينقل كمية الحرارة q_D اعتباراً من النقطة 1 باتجاه الأعلى على الشاقول ξ_k نحصل على القطب الحقيقي π_D للمركز. إن المستقيم الواصل من π_D إلى النقطة 9 يقطع الشاقول ξ_a بالقطب π_A للفاصل وهذا المستقيم يدعى بالمستقيم الرئيسي. إن المسافة $\pi_A - 10$ تعطي كمية الحرارة المطلوبة لتسخين 1 كغ من المحلول الفقير. وبإسقاط هذه المسافة على الشاقول ξ_k يظهر بوضوح أن المسافة $\pi_D - H_3$ تمثل كمية حرارة التسخين اللازمة لكل 1 كغ من بخار وسيط التبريد الذي يخرج من المولد وكمية الحرارة النوعية هذه هي:

$$q_H = h_{\pi,D} - h_{H3}$$

$$h_{\pi,D} = q_D + h_1$$

$$h_{\pi,D} = 321 + 1627 = 1984 \text{ kJ/kg}$$

وبالتالي :

$$q_{H1} = 1984 + 54.5 = 2002.5 \text{ kJ/kg}$$

إن كمية الحرارة اللازمة للمولد هي إذاً:

$$Q_H = m_{ik} \cdot q_H = m_{ik} \cdot (h_{\pi,D} - h_{H3})$$

مضخة تدوير المحلول:

إن هذه المضخة تدفع المحلول الغني بتدفق كتلي مقداره $m_r = m_a$ من الحالة 7 بضغط p_0 وتنقله إلى الحالة 8 بالضغط p_c . خلال هذه العملية يتغير إنتالبي المحلول بشكل ضئيل فقط بحيث يمكن اعتبار أن $h_8 \approx h_7$ وذلك لأن الإنتالبي في هذا المجال ليس تابعاً للضغط إلا بشكل ضئيل. إن ضياعات المضخة $P_p \cdot (1 - \eta_p)$ فقط هي التي تتحول إلى حرارة وفي الوقت نفسه تأخذ استطاعة المضخة P_p قيمة صغيرة. وعند إجراء التوازن الحراري للآلة الامتصاصية فإنه يمكن إهمال استطاعة المضخة بالكامل التي تأخذ قيمة صغيرة جداً من استطاعة التسخين حتى عند القيم صغيرة للمقدار $\Delta \xi$ وبالتالي تدفق m_r كبير نسبياً. وللإطلاع والتأكد يمكن باعتبار أن المحلول غير قابل للانضغاط أن تحسب استطاعة المضخة من العلاقة

$$P_p = m_r \cdot v_7 \cdot (p_c - p_0) / \eta_p$$

حيث v_7 هو الحجم النوعي للمحلول الغني عند النقطة 7، و $\eta_p = 0.5 \dots 0.7$ مردود المضخة.

$$\frac{P_p}{m_{ik}} = m_{r,sp} \cdot (p_c - p_0) \cdot v_7 / \eta_p$$

إن الحجم النوعي للمحلول يبلغ تقريباً $v_r = f(\xi_r, t_r)$ وذلك حسب التركيز ξ_r و درجة الحرارة t_r إن الاستطاعة النوعية لكل 1 كغ من وسيط التبريد هي:

$$\eta_p = 0.6$$

$$v_r = 1.16 \cdot 10^{-3}$$

بتعويض القيم في العلاقة السابقة:

$$\frac{P_p}{m_k} = 9.57 \text{ kJ/kg}$$

وبالتالي فإن كمية الحرارة المقدمة من المضخة لكل 1 كغ من وسيط تبريد تبلغ :

$$q_p = (1 - \eta_p) \cdot \frac{P_p}{m_k}$$

$$q_{p1} = (1 - 0.6) \times 9.57$$

$$q_{p1} = 3.83 \text{ kJ/kg}$$

وهذه القيمة صغيرة مقارنة بكميات الحرارة الأخرى بحيث يمكن إهماله.

ندون القيم المميزة لنقاط الدارة إضافة إلى كميات الحرارة النوعية المستنتجة في جدول كما يلي:

الموقع	P Mpa	t °C	H kJ/kg	ξ kg/kg	m _{sp}
1	1.6	40	1627	1	1
2	1.6	38	518	1	1
3	1.6	18	428	1	1
4	0.5	3	428	1	1
5	0.5	3	1600	1	1
6	0.45	33	1690	1	1
7	0.45	35	65	0.48	7.5
8	1.6	35	65	0.48	7.5

9	1.6	83	278	0.48	7.5
10	1.6	100	345.5	0.4	6.5
11	1.6	42	76	0.4	6.5
12	0.45	42	76	0.4	6.5

الجدول (1-4) القيم المميزة لنقاط دورة التبريد الامتصاصية الأولى على المخطط h, ϕ

1. الاستطاعة النوعية للمولد:

$$q_{H1} = 2002.52 \text{ kJ/kg}$$

2. الاستطاعة النوعية للجهاز الماص:

$$q_{Abs1} = 1744.5 \text{ kJ/kg}$$

2. الاستطاعة النوعية للمبخر:

$$q_{o1} = 1172 \text{ kJ/kg}$$

4. الاستطاعة النوعية للمكثف:

$$q_{c1} = 1109 \text{ kJ/kg}$$

5. الاستطاعة النوعية للمقطر:

$$q_{D1} = 322 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

6. الاستطاعة النوعية للمضخة:

$$q_{P1} = 3.83 \text{ kJ/kg}$$

لدينا:

$$Q_H = m_k \cdot q_H$$

$$m_{k1} = \frac{Q_{H1}}{q_{H1}} = \frac{127.44}{2002.5} = 0.0636 \Rightarrow \text{يؤدي}$$

$$Q_o = m_k \cdot q_o$$

$$Q_{O1} = 0.0636 \times 1172 = 74.58 \text{ kW}$$

$$Q_{O1} = 74.58 \text{ kW} \text{ (استطاعة التبريد لدارة التبريد للامتصاصية)}$$

$$Q_{Abs1} = 110.9 \text{ kW} \text{ (استطاعة الجهاز الماص لدارة التبريد للامتصاصية)}$$

$$Q_{C1} = 70.53 \text{ kW} \text{ (استطاعة مكثف دارة التبريد للامتصاصية)}$$

$$Q_{H1} = 127.44 \text{ kW} \text{ (استطاعة التسخين لدارة التبريد للامتصاصية)}$$

النسبة الحرارية للألة:

$$q_o = \zeta_K \cdot q_H$$

$$\zeta_{K1} = \frac{1172}{2002.5} = 0.585$$

النسبة الحرارية المثالية لدارة كارنو بالنسبة لآلة التبريد الامتصاصية:

$$\zeta_{CK} = \frac{T_o}{T_c - T_o} \cdot \frac{T_H - T_c}{T_H}$$

$$\zeta_{CK1} = 1.1999$$

$$\zeta_K = \zeta_{CK} \cdot \eta$$

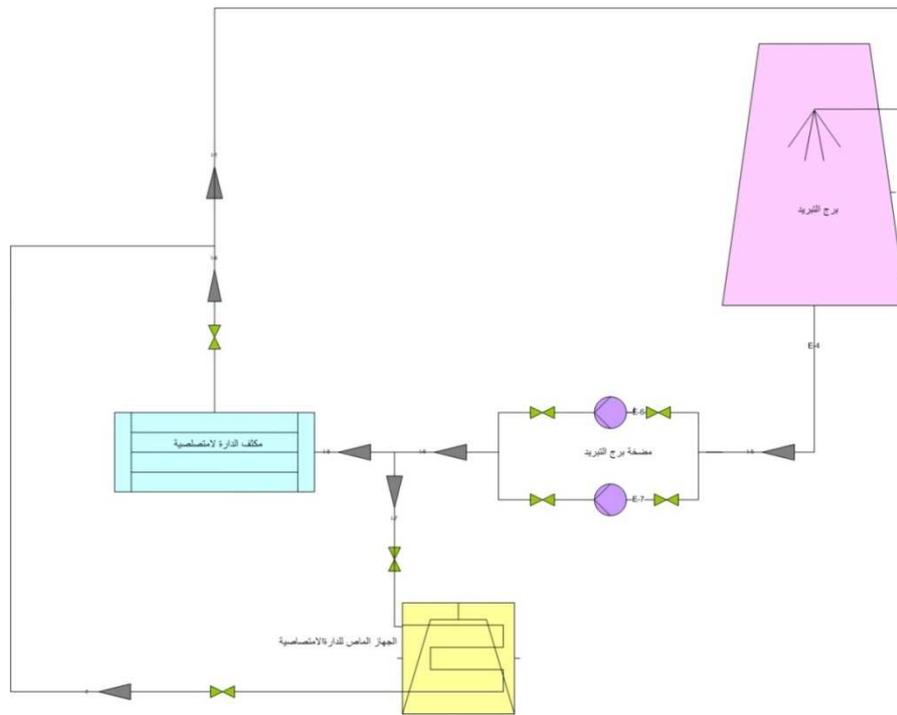
مردود الآلة:

$$\eta = \frac{0.585}{1.1999} = 0.4875$$

4-2-1-2 حسابات برج التبريد للدارة الامتصاصية الأولى [5]

نظراً لفرق درجات الحرارة الكبير بين بخار الأمونيا الداخل إلى المكثف ودرجة حرارة التكثيف التي تقارب درجة حرارة الهواء الخارجي لا نستطيع استخدام مكثف مبرد بالهواء لذلك سنستخدم مكثف مبرد بالماء بواسطة برج تبريد.

يبين المخطط (4-9) توصيلات برج التبريد مع الدارة الامتصاصية:



المخطط (4-9) توصيلات برج التبريد مع الدارة الامتصاصية

حمل البرج = حمل المكثف + حمل الجهاز الماص

$$Q_T = Q_C + Q_a$$

$$Q_T = 70.53 + 110.9 = 181.4 \text{ kW}$$

حساب الغازة المارة في المكثف:

$$Q_C = m_c \times C_p \times \Delta T$$

$$\Delta T = 5 \text{ C}^\circ \xRightarrow{\text{بؤدي}} m_c = \frac{70.53}{4.18 \times 5} = 3.37 \text{ (kg/sec)}$$

حساب الغازة في الجهاز الماص :

$$Q_a = m_a \times C_p \times \Delta T$$

$$\Delta T = 5 \text{ C}^\circ \xRightarrow{\text{بؤدي}} m_a = \frac{110.9}{4.18 \times 5} = 5.3 \text{ (kg/sec)}$$

التدفق الكلي في البرج:

$$m_T = m_c + m_a$$

$$m_T = 3.37 + 5.3 = 8.7 \text{ kg/sec}$$

تعيين مواصفات برج التبريد:

درجة حرارة التكثيف: $t_c = 40 \text{ C}^\circ$

درجة حرارة التبخير: $t_o = 3 \text{ C}^\circ$

درجة حرارة الهواء الخارجي: $t = 38 \text{ C}^\circ$

الرطوبة النسبية للهواء الخارجي: $\phi = 35\%$

حمل البرج: 181.4 kW

لنوجد درجة الهواء الرطبة من مخطط موليير للهواء الرطب:

من تقاطع $\phi = 35\%$ مع $t = 38^\circ\text{C}$ نحصل على نقطة نأخذ منها موازي لخطوط الانتالبي ليقطع $\phi = 1$ في نقطة جديدة نسقط هذه النقطة على محور درجة الحرارة فنحصل على درجة حرارة الهواء الرطبة $t_w = 25^\circ\text{C}$.

نختار مجال الاقتراب (5°C) لأن درجة حرارة الهواء الرطبة هي أخفض درجة يمكن أن يصل إليها الماء في البرج.

درجة حرارة الماء الخارج من البرج = مجال الاقتراب + t_w

$$30^\circ\text{C} = 25 + 5 =$$

نختار مجال التبريد 5°C لأن مجال التبريد هو مقدار انخفاض درجة الحرارة في البرج ويتراوح من $(5 \div 7)$

مجال التبريد = درجة حرارة الماء الداخل إلى البرج - درجة حرارة الماء الخارج من البرج

درجة حرارة الماء الداخل إلى البرج = درجة حرارة الماء الخارج من البرج + مجال التبريد

$$35^\circ\text{C} = 30 + 5 =$$

مردود البرج = (مجال التبريد الفعلي / مجال التبريد النظري)

مردود البرج:

$$\eta_{\text{البرج}} = \frac{5}{35 - 25} = 0.5 = 50\%$$

مواصفات البرج:

- الحمل الحراري للبرج : 181.4 kW
- معدل الاقتراب: 5°C
- مجال التبريد: 5°C
- درجة حرارة الماء الداخل للبرج: 30°C

- درجة حرارة الماء الخارج من البرج: 35 °C
- معدل التدفق الكلي في البرج: 8.7 kg/sec
- مردود البرج: 50%

3-2-1-4 التصميم الحراري لدارة التبريد الامتصاصية الثانية

دارة العمل الفعلية :

تحديد ضغوط العمل داخل الآلة:

$$t_o = 8 - 5 = 3 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$p_o = 0.5 \text{ Mpa}$$

$$t_c = 35 + 5 = 40 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$p_c = 1.6 \text{ Mpa}$$

$$p_{Abs} = 0.5 - 0.05 = 0.45 \text{ Mpa}$$

تحديد تركيز كل من المحلول الغني و الفقير:

$$t_7 = 30 + 5 = 35 \text{ } ^\circ\text{C}$$

من المخطط $\log(p), 1/T$ نحصل على قيمة ξ_r من تقاطع:

$$t = 40 \text{ } ^\circ\text{C} \quad \text{مع} \quad p_{Abs} = 0.45 \text{ Mpa}$$

وبالتالي:

$$\xi_r = 0.48$$

$$t_{10} = 100 - 5 = 95 \text{ } ^\circ\text{C}$$

إن تركيز المحلول الفقير ξ_a يتم الحصول عليه من تقاطع درجة الحرارة t_{10} مع الضغط في الفاصل (القسم الأوسط من المولد) وبالتالي :

$$\xi_r = 0.42$$

دائرة التبريد الامتصاصية على المخطط (h, ξ)

الضغوط في كل من المبخر p_0 ، الجهاز الماص p_{abs} ، المكثف p_c وفي الفاصل p_{tc} :

$$p_0 = 0.5 \text{ Mpa} \quad , \quad p_{abs} = 0.45 \text{ Mpa}$$

$$p_{tc} = p_c = 1.6 \text{ Mpa}$$

درجة حرارة التبخر t_0 ، درجة حرارة التكاثف t_c ، درجة حرارة غليان المحلول الفقير t_{10} ودرجة حرارة المحلول الغني t_7 عند الخروج من الجهاز الماص.

$$t_0 = 3^\circ\text{C}$$

$$t_c = 40^\circ\text{C}$$

$$t_{10} = 95^\circ\text{C}$$

$$t_7 = 35^\circ\text{C}$$

تركيز وسيط التبريد ξ_k وكذلك تركيز كل من المحلول الغني ξ_r والمحلول الفقير ξ_a .

$$\xi_r = 0.48$$

$$\xi_a = 0.42$$

إن كل من تلك النقاط تعبر عن حالات مختلفة كالاتي :

النقطة 1: حالة وسيط التبريد عند خروجه من الفاصل:

بعد تحديد النقطة 1 على المخطط ينتج لدينا :

$$h_1 = 1627 \text{ kJ/kg}$$

النقطة 2: حالة وسيط التبريد السائل عند خروجه من المكثف:

$$h_2 = 518 \text{ kJ/kg}$$

النقطة 3: حالة وسيط التبريد السائل عند خروجه من المبادل الحراري W1:

من خلال الموازنة الحرارية للمبادل الحراري يصبح كل من درجة الحرارة t_3 والانتالي النوعي h_3 معلوماً، ويتم بالتالي الحصول على النقطة 3 من تقاطع t_3 أو h_3 مع ξ_k إلى الأعلى من الخط p_0 .

بالنسبة للمبادل الحراري W1 :

$$t_6 = t_2 - \Delta t_{min}$$

$$t_6 = 38 - 5 = 33^\circ\text{C}$$

نحدد على المخطط $\log p, h$ للنشادر النقطتين 5,6 كما يلي:

نحدد النقطة 5 من تقاطع:

$$t_5 = t_0 = 3^\circ\text{C} \quad \text{مع} \quad p_0 = 0.5 \text{ Mpa}$$

نحدد النقطة 6 من تقاطع:

$$t_6 = 33^\circ\text{C} \quad \text{مع} \quad p_{abs} = 0.45 \text{ Mpa}$$

$$h_6 - h_5 = 1690 \text{ kJ/kg} \quad \text{وبالتالي :}$$

نحدد النقطة 5 حيث نفترض أن بخار وسيط التبريد يخرج من المبخر دون تحميص. بذلك تكون النقطة 5 عبارة عن تقاطع خط ضغط التكاثف المساعد عند الضغط p_0 مع ξ_k على المخطط h, ξ وبالتالي:

$$h_5 = 1600 \text{ kJ/kg}$$

وبالتالي:

$$h_6 = 1600 + 90 = 1690 \text{ kJ/kg}$$

حيث أن كمية الحرارة الممتصة في المبادل W1 هي :

$$q_1 = h_2 - h_3 = h_6 - h_5$$

$$h_3 = h_2 - (h_6 - h_5) \quad \text{وبالتالي :}$$

$$h_3 = 518 - 90 = 428 \text{ kJ/kg}$$

نحدد النقطة 3 على المخطط: h , ومنه ينتج:

$$t_3 = 18^\circ\text{C}$$

النقطة 4 : حالة وسيط التبريد عند دخوله إلى المبخر:

$$h_3 = h_4 = 428 \text{ kJ/kg}$$

$$t_4 = t_0 = 3^\circ\text{C}$$

النقطة 5: حالة بخار وسيط التبريد عند خروجه من المبخر:

نفترض أن بخار وسيط التبريد يخرج من المبخر دون تحميص. بذلك تكون النقطة 5 عبارة عن تقاطع خط

ضغط التكاثف المساعد عند الضغط p_0 مع ξ_k

النقطة 6: حالة بخار وسيط التبريد عند دخوله إلى الجهاز الماص:

$$h_6 = 1690 \text{ kJ/kg}$$

النقطة 7: حالة المحلول الغني عند خروجه من الجهاز الماص كنقطة تقاطع t_7 مع ξ_r :

$$\xi_r = 0.48$$

$$t_7 = 35^\circ\text{C}$$

نحدد النقطة 7 على المخطط: h , ينتج لدينا:

$$h_7 = 65 \text{ kJ/kg}$$

النقطة 8: تمثل تغير إنتالبي المحلول الغني بفعل حرارة الاحتكاك لمضخة التدوير:

$$h_7 = h_8 = 65 \text{ kJ/kg}$$

النقطة 9: حالة دخول المحلول الغني إلى المولد (الفاصل):

$$h_9 = 291 \text{ kJ/kg}$$

$$t_9 = 83 \text{ °C}$$

النقطة 10: حالة المحلول الفقير لدى خروجه من المولد :

نحدد النقطة 10 من تقاطع:

$$t_{10} = 95 \text{ °C} \quad \text{مع} \quad \xi_a = 0.42$$

$$h_{10} = 333 \text{ kJ/kg}$$

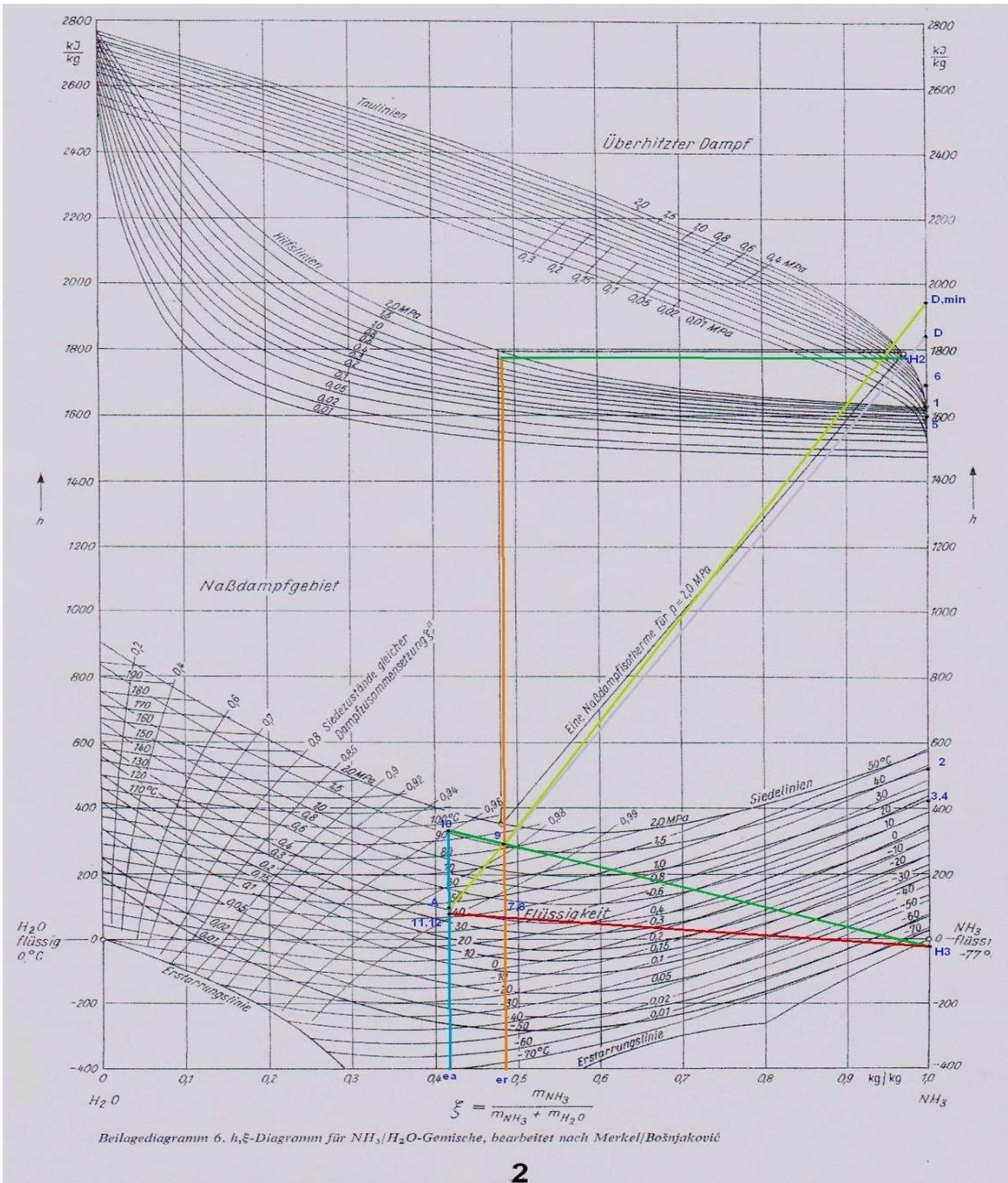
النقطة 11: حالة المحلول الفقير عند الخروج من المبادل الحراري W2:

$$t_{11} = t_{12} = 41 \text{ °C}$$

$$h_{11} = h_{12} = 71 \text{ kJ/kg}$$

النقطة 12: حالة المحلول الفقير عند الدخول إلى الجهاز الماص:

ينخفض ضغط المحلول الفقير عبر الصمام V_2 عند إنتالبي ثابت $h = C$ بحيث تنطبق النقطة 12 على
النقطة 11.



الشكل (10-4) تصميم الدارة الامتصاصية الثانية على المخطط h, ξ

تصميم وحساب مكونات الآلة الامتصاصية:

المبخر: إن المطلوب من المبخر هو إنتاج الاستطاعة التبريدية اللازمة وتساوي

$$Q_o = m_k \cdot q_o = m_k \cdot (h_5 - h_4)$$

$$q_o = h_5 - h_4$$

$$q_{o2} = 1172 \text{ kJ/kg}$$

الجهاز الماص:

$$q_{Abs} = h_6 - h_{H_3}$$

$$q_{Abs2} = 1706 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{H_3} = -16 \text{ kJ/kg}$$

$$m'_{a,sp} = (\xi_k - \xi_r) / (\xi_r - \xi_a)$$

$$m'_{a,sp} = \frac{1-0.48}{0.48-0.42} = 8.66$$

$$m'_{r,sp} = (\xi_k - \xi_a) / (\xi_r - \xi_a)$$

$$m'_{r,sp} = \frac{1-0.42}{0.48-0.42} = 9.66$$

المركز:

كمية الحرارة الأصغرية المطلوب التخلص منها عن طريق المقطر منسوبة لكل 1 kg من بخار وسيط التبريد الذي يغادر المولد هي:

$$q_{D,min} = h_{\pi_{D,min}} - h_1$$

حيث ينتج لدينا :

$$h_{\pi_{D,min}} = 1841 \text{ kJ/kg}$$

وبالتالي:

$$q_{D,min} = 1841 - 1627 = 214 \text{ kJ/kg}$$

يتم في العادة تصميم المقطر بحيث تكون كمية الحرارة التي يمكن التخلص منها نظرياً تساوي:

$$q_D = (1 - 2) \cdot q_{D,min}$$

$$q_{D2} = 1.5 \times 214 = 322 \text{ kJ/kg}$$

$$q_H = m_{a,sp} (h_{10} - h_{\pi,A})$$

$$h_{\pi,A} = 93 \text{ kJ/kg}$$

وبالتالي :

$$q_{H2} = 2064 \text{ kJ/kg}$$

إن كمية الحرارة اللازمة للمولد هي إذاً:

$$Q_H = m_k \cdot q_H = m_k \cdot (h_{\pi,D} - h_{H3})$$

مضخة تدوير المحلول:

تحسب استطاعة المضخة من العلاقة

$$P_P = m_r \cdot v_7 \cdot (p_c - p_o) / \eta_p$$

حيث v_7 هو الحجم النوعي للمحلول الغني عند النقطة 7، و $\eta_p = 0.5 \dots 0.7$ مردود المضخة.

$$\frac{P_P}{m_k} = m_{r,sp} \cdot (p_c - p_o) \cdot v_7 / \eta_p$$

إن الحجم النوعي للمحلول يبلغ تقريباً $v_r = f(\xi_r, t_r)$ وذلك حسب التركيز ξ_r و درجة الحرارة t_r إن استطاعة النوعية لكل 1 كغ من وسيط التبريد هي:

$$\eta_p = 0.6$$

$$v_r = 1.16 \cdot 10^{-3}$$

بتعويض القيم في العلاقة السابقة:

$$\frac{P_p}{m_k} = 9.57 \text{ kJ/kg}$$

وبالتالي فإن كمية الحرارة المقدمة من المضخة لكل 1 كغ من وسيط تبريد تبلغ :

$$q_p = (1 - \eta_p) \cdot \frac{P_p}{m_k}$$

$$q_{p2} = (1 - 0.6) \times 9.57$$

$$q_{p2} = 3.83 \text{ kJ/kg}$$

وهذه القيمة صغيرة مقارنة بكميات الحرارة الأخرى بحيث يمكن إهماله.

ندون القيم المميزة لنقاط الدارة إضافة إلى كميات الحرارة النوعية المستنتجة في جدول كما يلي:

الموقع	P Mpa	t °C	H kJ/kg	ξ kg/kg	m _{sp}
1	1.6	40	1627	1	1
2	1.6	38	518	1	1
3	1.6	18	428	1	1
4	0.5	3	428	1	1
5	0.5	3	1600	1	1
6	0.45	33	1690	1	1
7	0.45	35	65	0.48	9.6
8	1.6	35	65	0.48	9.6

9	1.6	83	291	0.48	9.6
10	1.6	95	333	0.42	8.6
11	1.6	41	71	0.42	8.6
12	0.45	41	71	0.42	8.6

الجدول (2-4) القيم المميزة لنقاط دورة التبريد الامتصاصية الثانية على المخطط ξ, h

1. الاستطاعة النوعية للمولد:

$$q_{H2} = 2064 \text{ kJ/kg}$$

2. الاستطاعة النوعية للجهاز الماص:

$$q_{Abs2} = 1706 \text{ kJ/kg}$$

2. الاستطاعة النوعية للمبخر:

$$q_{o2} = 1172 \text{ kJ/kg}$$

4. الاستطاعة النوعية للمكثف:

$$q_{c2} = 1109 \text{ kJ/kg}$$

5. الاستطاعة النوعية للمقطر:

$$q_{D2} = 322 \text{ kJ/kg}$$

6. الاستطاعة النوعية للمضخة:

$$q_{P2} = 3.83 \text{ kJ/kg}$$

لدينا:

$$Q_H = m_k \cdot q_H$$

$$m_{k2} = \frac{Q_H}{q_{H2}} = \frac{127.22}{2064} = 0.061 \Rightarrow \text{يؤدي}$$

$$Q_0 = m_k \cdot q_0$$

$$Q_{O2} = 0.061 \times 1172 = 71.5 \text{ kW}$$

$$Q_{O2} = 71.5 \text{ kW} \text{ (الاستطاعة التبريدية لدارة التبريد للامتصاصية 2)}$$

$$Q_{Abs2} = 104 \text{ kW} \text{ (الاستطاعة الجهاز الماص لدارة التبريد للامتصاصية 2)}$$

$$Q_{c2} = 67.65 \text{ kW} \text{ (استطاعة مكثف دارة التبريد للامتصاصية 2)}$$

$$Q_{H2} = 127.22 \text{ kW} \text{ (استطاعة التسخين لدارة التبريد للامتصاصية 2)}$$

النسبة الحرارية للألة:

$$q_0 = \zeta_K \cdot q_H$$

$$\zeta_{K2} = \frac{1172}{2064} = 0.567$$

النسبة الحرارية المثالية لدارة كارنو بالنسبة لآلة التبريد الامتصاصية:

$$\zeta_{CK} = \frac{T_0}{T_C - T_0} \cdot \frac{T_H - T_C}{T_H}$$

$$\zeta_{CK2} = 1.11$$

$$\zeta_K = \zeta_{CK} \cdot \eta$$

مردود الآلة:

$$\eta = \frac{0.567}{1.11} = 0.51$$

4-2-1-4 مواصفات برج التبريد للدارة الامتصاصية الثانية

توصيلات البرج مبينة في الشكل (9-4)

حمل البرج = حمل المكثف + حمل الجهاز الماص

$$Q_T = Q_C + Q_a$$

$$Q_T = 67.65 + 104 = 171.65 \text{ kW}$$

حساب الغازة المارة في المكثف:

$$Q_C = m_c \times C_p \times \Delta T$$

$$\Delta T = 5 \text{ C}^\circ \xRightarrow{\text{بؤدي}} m_c = \frac{67.65}{4.18 \times 5} = 3.2 \text{ (kg/sec)}$$

حساب الغازة في الجهاز الماص :

$$Q_a = m_a \times C_p \times \Delta T$$

$$\Delta T = 5 \text{ C}^\circ \xRightarrow{\text{بؤدي}} m_a = \frac{104}{4.18 \times 5} = 4.97 \text{ (kg/sec)}$$

التدفق الكلي في البرج:

$$m_T = m_c + m_a$$

$$m_T = 3.2 + 4.97 = 8.17 \text{ kg/sec}$$

مواصفات البرج:

• الحمل الحراري للبرج : 171.65 kW

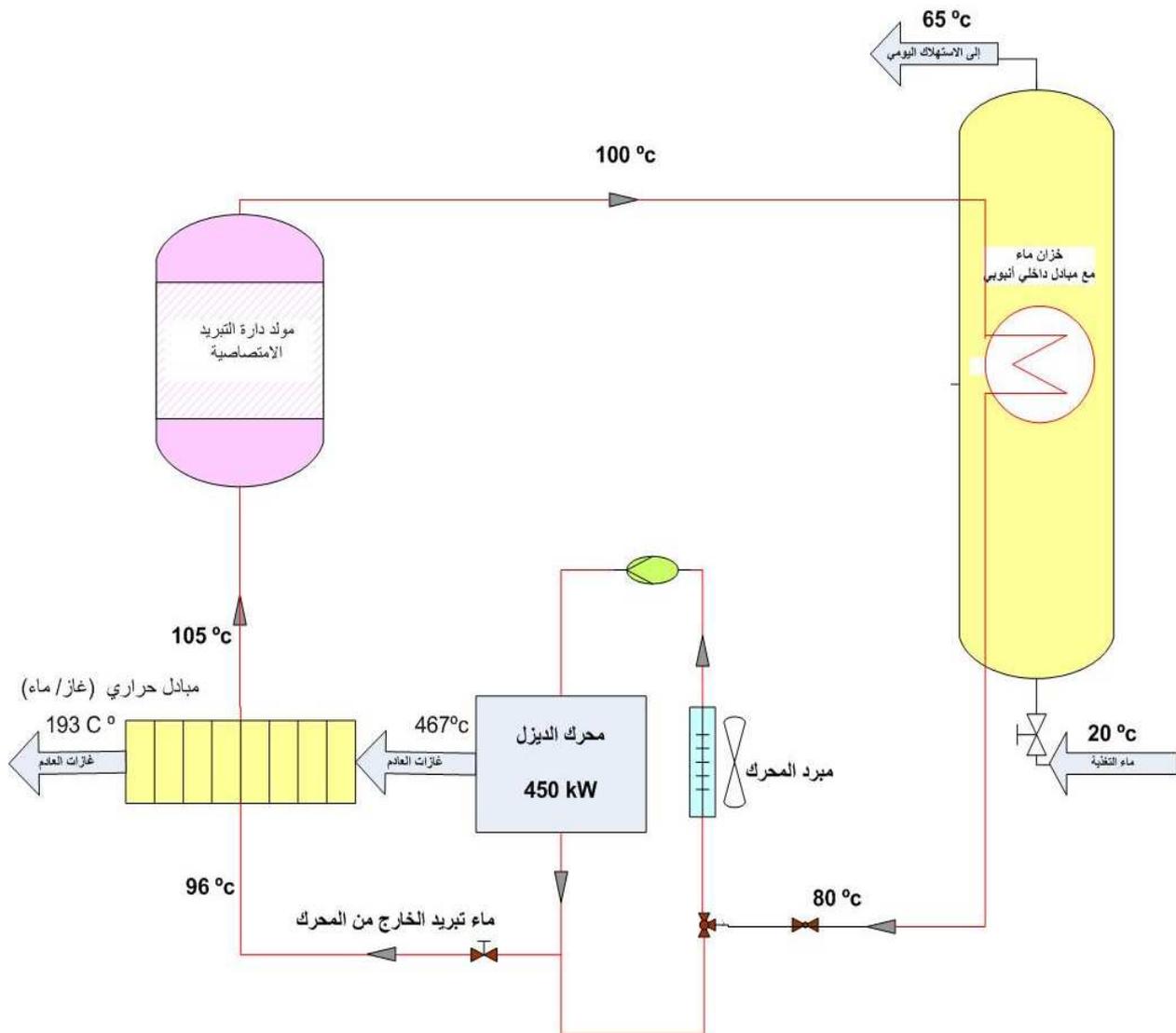
• معدل الاقتراب: 5 °C

- مجال التبريد: 5 °C
- درجة حرارة الماء الداخل للبرج: 30°C
- درجة حرارة الماء الخارج من البرج: 35 °C
- معدل التدفق الكلي في البرج: 8.17 kg/sec
- مردود البرج: 50%

2-4 الدراسة الحرارية النظرية للدارة الصيفية الثانية

من الممكن اقتراح دارة صيفية أخرى من أجل الاستفادة من حرارة غازات العادم وحرارة ماء التبريد في محرك
الديزل المدروس ومقارنته مع الدارة المدروسة السابقة كما يلي:

يوضح الشكل (10-4) مخطط الدارة الصيفية المقترحة الثانية:



الشكل (11-4) مخطط الدارة الصيفية المقترحة الثانية

نستخدم هذه الدارة في حال كانت الاستطاعة التبريدية المطلوبة أقل منها في الدارة الأولى و الاستطاعة المستخدمة في تسخين الماء للاستهلاك اليومي أكبر منها في الدارة السابقة.

4-2-1 عناصر الدارة:

- محرك ديزل استطاعته 450 kW يعمل عند سرعة دوران 1500 r.p.m (نفس مواصفات المحرك في الدارة الصيفية الأولى).
- مبادل حراري (ماء / غاز).
- آلة تبريد امتصاصية (أمونيا / ماء) .
- خزان ماء للاستهلاك اليومي يتم تسخينه عن طريق مبادل حراري أنبوبي له مدخل للماء البارد المراد تسخينه حيث تدفق الماء الداخل للخران 2.778 kg/sec ومخرج للماء الساخن إلى الاستهلاك بنفس التدفق للماء الداخل 2.778 kg/sec.

4-2-2 عمل الدارة الثانية والحسابات المتعلقة بالدارة

دارة التبريد الامتصاصية في الدارة لها نفس المواصفات ونفس مراحل التصميم الحرارية لدارة التبريد الأولى في دارة استرجاع الحرارة الأولى وهي كالتالي :

$$Q_o = 74.5 \text{ kW}$$

$$Q_H = 127.44 \text{ kW}$$

الاستطاعة النظرية المستفاد منها في تسخين ماء الخزان عبر المبادل الحراري الداخلي في الدارة الثانية:

$$Q''_1 = m_w \times C_w \times \Delta T_w = 6.037 \times 4.195 \times 20$$

$$Q''_1 = 506.5 \text{ kW}$$

من الدراسة السابقة نجد أنه يمكن تسخين خزان من الماء سعة كل منهما 4000 lit حيث يكفي لاستهلاك مائة شخص يومياً حيث الاستطاعة المستخدمة في تسخين الماء هي:

$$Q''_1 = 506.5 \text{ kW}$$

حساب كمية الحرارة اللازمة لتسخين الخزان:

$$Q_{\text{tank}} = m_{\text{tank}} \cdot C_p \cdot \Delta T$$

حيث:

Q_{tank} : كتلة الماء في الخزان (kg)

C_p : الحرارة النوعية للماء ($\frac{\text{kJ}}{\text{kg.K}}$)

ΔT : الفرق بين درجة حرارة دخول وخروج الماء إلى الخزان

لدينا:

$$c_p = 4.174 \frac{\text{kJ}}{\text{kg.K}}$$

$$\rho = 991.175 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \Rightarrow \text{بؤدي}$$

$$Q_{\text{tank}} = 4 \times 991.175 \times 4.174 \times (65 - 20) \Rightarrow \text{بؤدي}$$

$$Q_{\text{tank}} = 744689.6 \text{ kJ}$$

كمية الحرارة التي يمتصها ماء الخزان من المبادل الحراري لأنبوبي الداخلي بدون أخذ الضياعات بعين الاعتبار
خلال ساعة واحدة من عمل الدارة :

$$Q'_1 = 506.5 \times 3600 = 1823400 \text{ kJ}$$

إن المبادل الحراري الداخلي يقوم بتسخين 4000 lit خلال فترة:

$$t = \frac{744689.6}{1823400} = 0.408 \text{ hour} = 24.5 \text{ min}$$

وبالتالي سيتم 4000 lit من الماء عن طريق المبادل الحراري الداخلي للخزان خلال زمن 24.5min.

يبين الجدول (3-4) الاختلاف بين الدارتين الصيفيتين المقترحتين الأولى والثانية في الاستطاعة المستفاد منها في التبريد وفي تسخين الماء وزمن التسخين للخزان الواحد وذلك عند عمل المحرك بالحمل الكامل 100%:

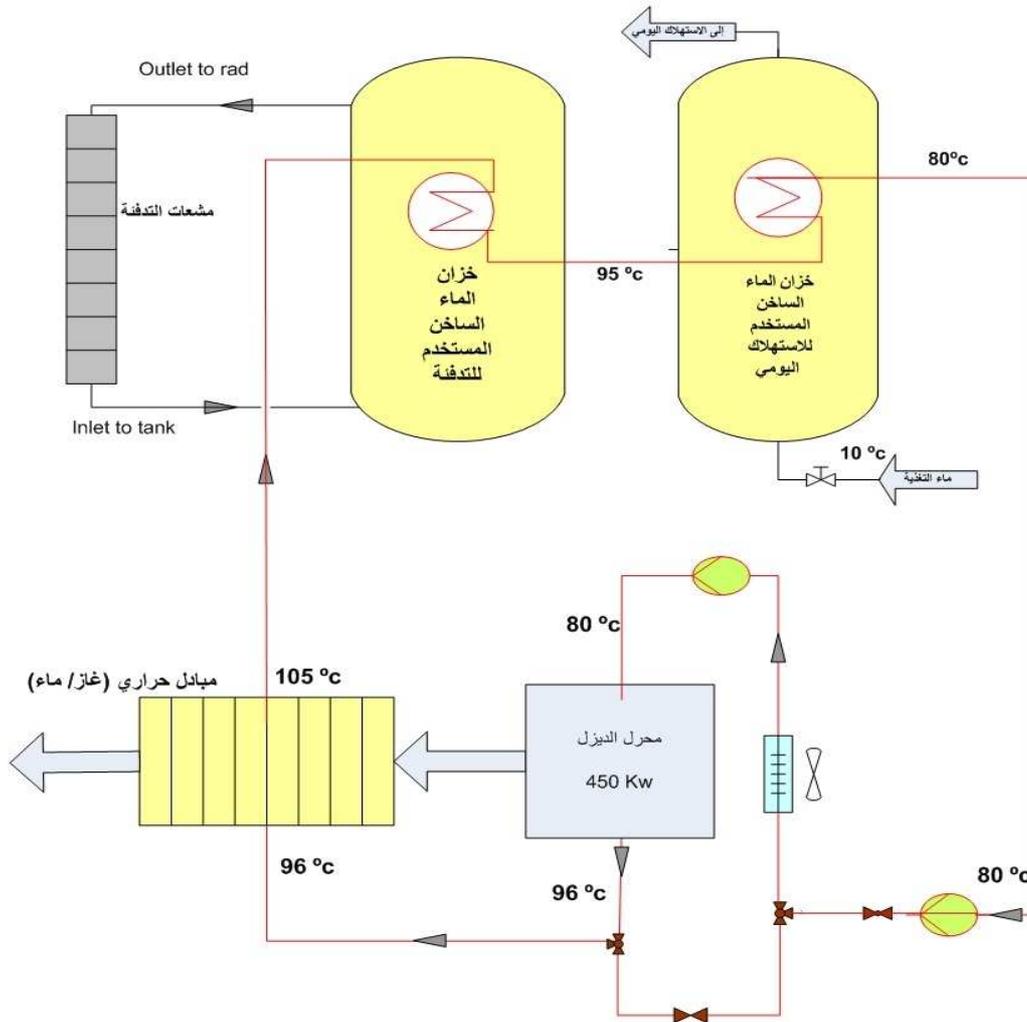
الدارة الصيفية	الاستطاعة التبريدية النتيجة (kW)	الاستطاعة المستفاد منها في تسخين الماء (kW)
الدارة 1	146	381
الدارة 2	74.5	506.5

الجدول (3-4)

وبالتالي نستخدم الدارة الأولى عند الحاجة إلى طاقة تبريدية أكبر واستهلاك ماء ساخن أقل منه في الدارة الثانية وبالتالي وحسب القيم الناتجة في الجدول السابق يمكننا اختيار الدارة المطلوبة ذلك حسب الاستطاعة التبريدية المطلوبة والاستطاعة التسخينية المطلوبة.

3-4 الدارة الشتوية المقترحة

يبين المخطط التالي الدارة الشتوية المقترحة للاستفادة من حرارة ماء التبريد وغازات العادم في محرك الديزل:



الشكل (4-12) الدارة الشتوية المقترحة للاستفادة من حرارة ماء التبريد وغازات العادم في محرك الديزل

3-4-1 عناصر الدارة:

- محرك الديزل (بنفس المواصفات المذكورة في الدارات السابقة)
- مبادل حراري بين ماء تبريد المحرك وغازات العادم

- خزان حراري للماء المستخدم في التدفئة باستخدام المشعات (4 متر مكعب)
- خزان لتسخين الماء الصحي الضروري للاستهلاك اليومي (2 متر مكعب) وتدفق الماء عند مدخل الخزان يساوي تدفق الماء عند المخرج ومنه للاستهلاك = 1.94 kg/sec

4-3-2 عمل الدارة الشتوية والحسابات المتعلقة بها

يخرج ماء التبريد من المحرك بدرجة حرارة 96°C ليدخل المبادل حراري الأول (مبادل غلاف ومجموعة أنابيب) حيث يسخن ماء تبريد المحرك نتيجة التبادل الحراري مع غازات العادم الخارجة من المحرك بدرجة حرارة 467°C وهي درجة حرارة دخول غازات العادم إلى المبادل الحراري الأول لتخرج من المبادل بدرجة حرارة 193°C .

في المبادل الحراري بين ماء تبريد المحرك وغازات العادم نقوم بتمرير الماء في الأنابيب بينما تتدفق غازات العادم ضمن الغلاف لتقوم بتسخين الماء المار في الأنابيب.

وبالتالي تكون كمية الحرارة التي اكتسبها ماء التبريد من غازات العادم في المبادل الحراري

$$Q_{ex} = m_{ex} \cdot C_{ex} \cdot \Delta T_{ex}$$

حيث أن m_{ex} هو تدفق غازات العادم (kg/sec)

C_{ex} : هي الحرارة النوعية لغازات العادم $\left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg.K}}\right)$

ΔT_{ex} : هو الفرق بين درجة حرارة الدخول والخروج لغازات العادم إلى المبادل الحراري (K)

حيث أن:

$$m_{ex} = \rho_{ex} \cdot V_{ex}$$

ρ_{ex} : هي الكتلة الحجمية لغازات العادم $\left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right)$

V_{ex} : هو تدفق غازات العادم الخارجة من المحرك $\left(\frac{\text{m}^3}{\text{sec}}\right)$

درجة الحرارة الوسطية لغازات العادم T_{ex} :

$$T_{ex} = \frac{467 + 170}{2} = 318.5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

وبالتالي من جداول انتقال الحرارة لغازات العادم:

$$\rho_{ex} = 0.599 \text{ kg/ m}^3$$

$$C_{ex} = 1.127 \frac{\text{KJ}}{\text{kg. k}}$$

$$Q_{ex} = 0.599 \times 76.12 \times 1.127 \times (467 - 193)/60 \Rightarrow$$

$$Q_{ex} = 234.66 \text{ kW}$$

$$Q_{ex} = Q_w = m_{i_w} \cdot C_w \cdot \Delta T_w$$

$$\Delta T_w = \frac{Q_{ex}}{M_w \cdot C_w}$$

$$\Delta T_w = \frac{234.66}{6.037 \times 4.22} = 9.2 \text{ K}$$

$$m_{i_w} = \frac{6.3}{1000} \times 958.4 = 6.037 \text{ kg/sec}$$

وبالتالي يكمن اعتبار الفرق بين درجة حرارة دخول وخروج الماء إلى المبادل الحراري:

$$\Delta T_w = 9 \text{ K}$$

والتالي $T_{w0} = 105 \text{ } ^\circ\text{C}$ (درجة حرارة خروج الماء من المبادل الحراري الأول وذلك قبل دخوله إلى المبادل الحراري الداخلي الأنبوبي للخران الأول (خران الماء المستخدم للتدفئة) حيث يطرح الحرارة إلى ماء الخزان ويخرج من المبادل الحراري الداخلي للخران الأول بدرجة حرارة $95 \text{ } ^\circ\text{C}$ يدخل الماء الخارج من المبادل الحراري الأنبوبي للخران الأول إلى المبادل الحراري الداخلي للخران الثاني (خران الماء المستخدم للاستهلاك اليومي) ليخرج منه بدرجة حرارة $80 \text{ } ^\circ\text{C}$ وهي درجة حرارة دخول الماء إلى المحرك, في حال ارتفاع درجة حرارة الماء العائد من

المبادل الحراري الداخلي للخران الثاني عن 80°C يقوم مبرد المحرك بالعمل لتبريد الماء الداخل الى المحرك إلى درجة حرارة 80°C .

كمية الحرارة النظرية المقدمة إلى ماء الخزان الأول (المستخدم للتدفئة) عن طريق المبادل الحراري الأنبوبي الداخلي للخران :

$$Q_{\text{tank1}} = m_w \times C_w \times \Delta T_w$$

$$Q_{\text{tank1}} = 6.037 \times 4.22 \times 10$$

$$Q_{\text{tank1}} = 254.67 \text{ kW}$$

كمية الحرارة النظرية المطروحة إلى ماء الخزان الثاني عن طريق المبادل الحراري الأنبوبي الداخلي للخران :

$$Q_{\text{tank2}} = m_w \times C_w \times \Delta T_w$$

$$Q_{\text{tank2}} = 6.037 \times 4.207 \times 15$$

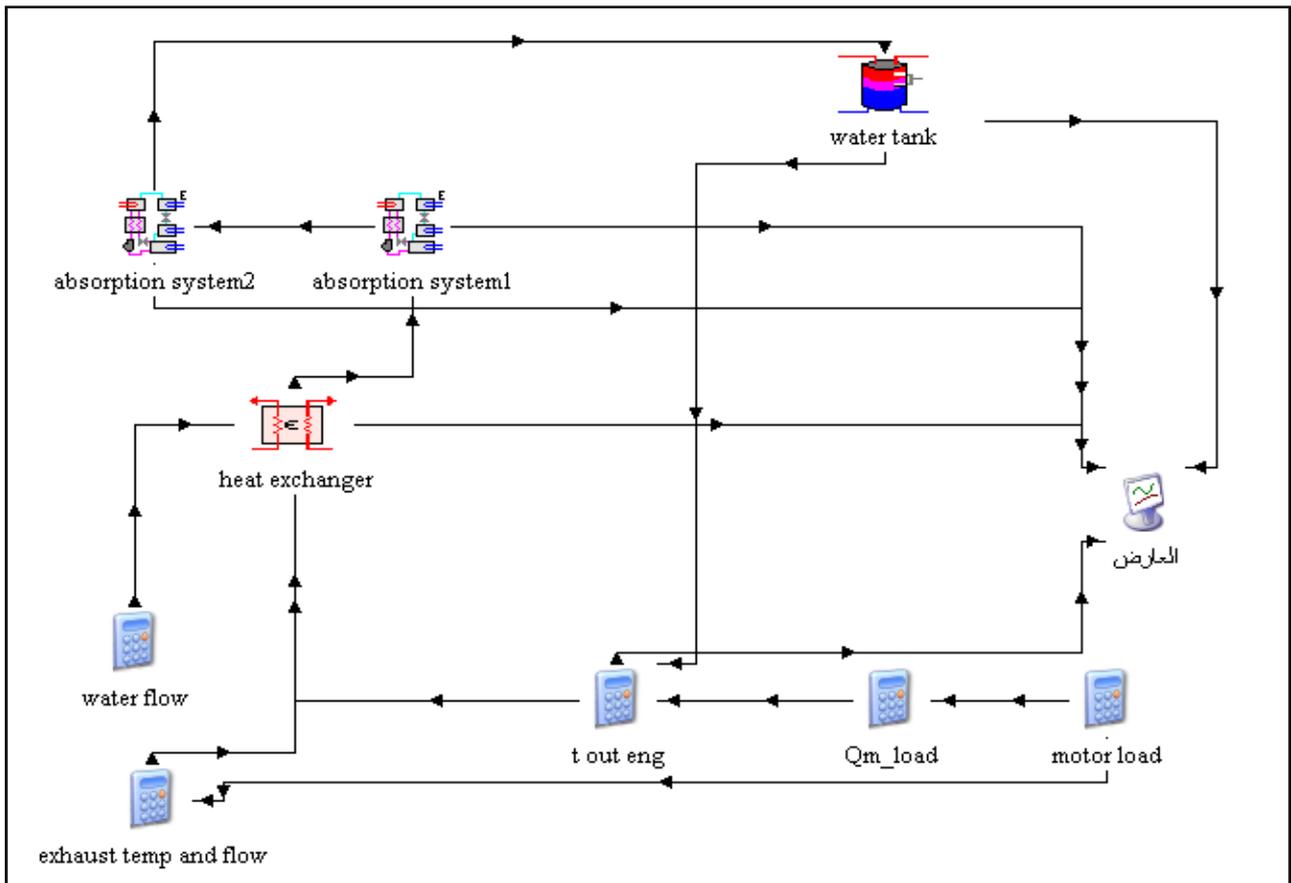
$$Q_{\text{tank2}} = 381 \text{ kW}$$

الفصل الخامس النمذجة باستخدام الحاسب

15 نمذجة الدارة الصيفية الأولى

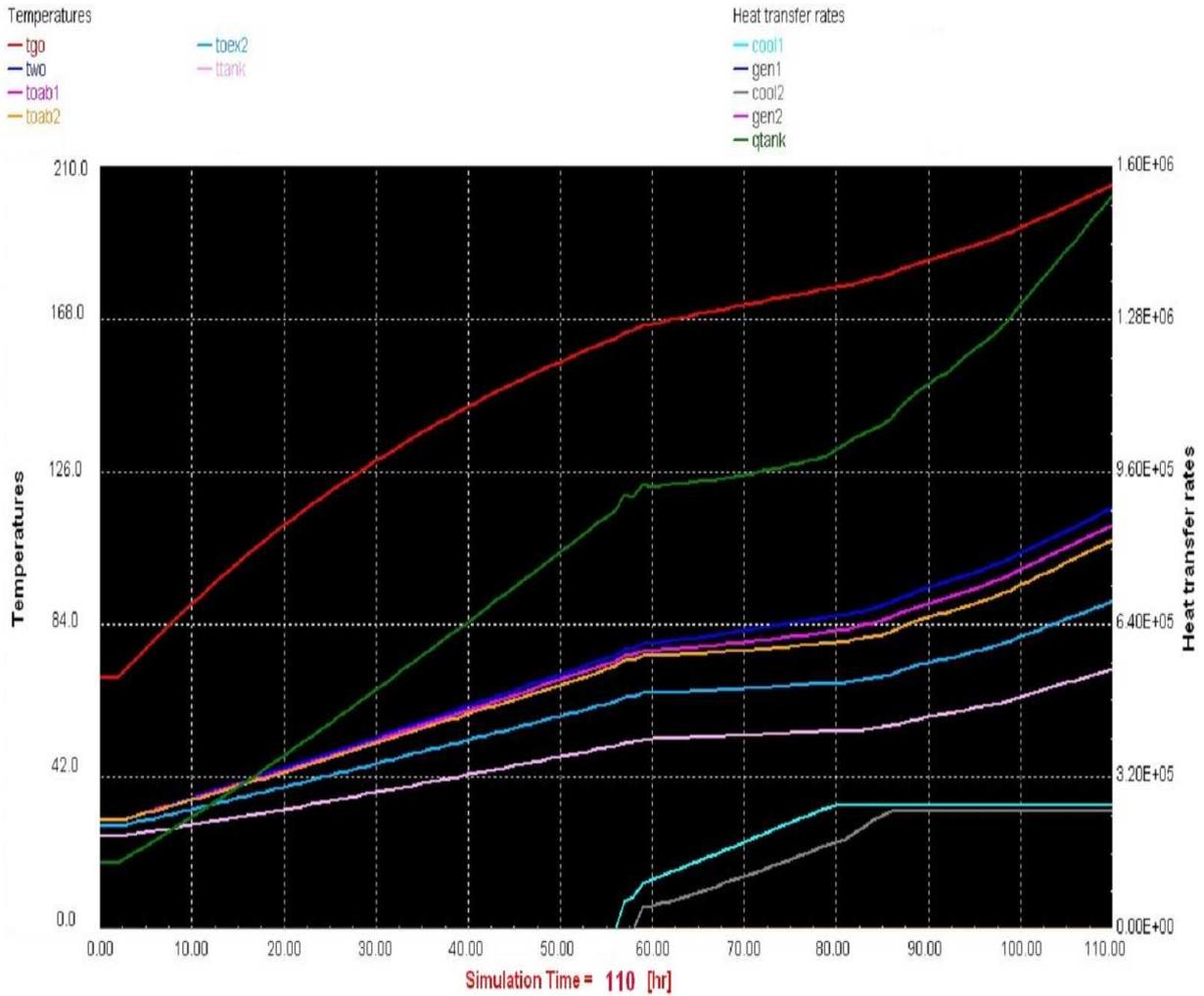
قمنا بنمذجة كل من الدارتين الصيفيتين باستخدام برنامج ترانسيس (trnsyse simulation) لمعرفة الطاقة التبريدية لكل من آلي التبريد الامتصاصية والطاقة التسخينية المقدمة للخزان وذلك تبعا لتغير حمل المحرك من 0 % حتى 110 % إضافةً لذلك معرفة الحمل الأمثل للمحرك والذي يحقق الأداء المستقر لكل من آلي التبريد والتسخين الأفضل للماء في الخزان.

يبين الشكل (15) الدارة الصيفية الأولى ممثلة على واجهة البرنامج



الشكل (15) الدارة الصيفية الأولى ممثلة على واجهة البرنامج TRNSYSE

المخططات الناتجة



الشكل (2.5) المخطط الناتج من نمذجة الدارة الصيفية الأولى

- يمثل المنحني الأحمر منحنى تغير درجة حرارة خروج غازات العادم من المبادل الحراري بين ماء التبريد وغازات العادم بتغير حمل المحرك.
- يمثل المنحني الأخضر الغامق منحنى تغير كمية الحرارة المقدمة لماء الخزان عن طريق المبادل الحراري الأنثوي تبعاً لتغير حمل المحرك.

- يمثل المنحني الأزرق الغامق منحني تغير درجة حرارة الماء الخارجة من المبادل الحراري بين ماء التبريد وغازات العادم تبعاً لتغير حمل المحرك.
 - يمثل المنحني الزهري منحني تغير درجة حرارة الماء الخارجة من مولد دارة التبريد الامتصاصية الأولى تبعاً لتغير حمل المحرك.
 - يمثل المنحني الأصفر منحني تغير درجة حرارة الماء الخارجة من مولد دارة التبريد الامتصاصية الثانية تبعاً لتغير حمل المحرك.
 - يمثل المنحني البنفسجي منحني تغير درجة حرارة الماء الوسطية في خزان الماء تبعاً لتغير حمل المحرك.
 - يمثل المنحني الأخضر الفاتح منحني تغير الاستطاعة التبريدية الناتجة من دارة التبريد الامتصاصية الأولى تبعاً لتغير حمل المحرك.
 - يمثل المنحني الرمادي منحني تغير الاستطاعة التبريدية الناتجة من دارة التبريد الامتصاصية الثانية تبعاً لتغير حمل المحرك.
- من المخطط السابق ينتج لدينا ما يلي:

1.1.5 النتائج المتعلقة بدارة التبريد الأولى:

أقل درجة حرارة للماء الساخن الداخل للمولد والتي تعمل عندها الآلة = 75.65°C .

الاستطاعة التبريدية لآلة التبريد الأولى عند الحمل الكامل للمحرك (100%) = 72.84 kW .

تعمل آلة التبريد الأولى بشكل مستقر وتعطي طاقة تبريد ثابتة (بمقدار الاستطاعة السابقة) ابتداءً من حمل المحرك 79%.

فرق درجة الحرارة بين دخول وخروج الماء الساخن إلى المولد لكل من آلي التبريد الامتصاصية تساوي $^{\circ}\text{C}$ 4.5.

2.1.5 النتائج المتعلقة بدارة التبريد الثانية:

أقل درجة حرارة للماء الساخن الداخل للمولد والتي تعمل عندها الآلة = 76°C .

الاستطاعة التبريدية لآلة التبريد الثانية عند الحمل الكامل للمحرك (100%) = 69.83 kW .

تعمل آلة التبريد الثانية بشكل مستقر وتعطي طاقة تبريد ثابتة (بمقدار الاستطاعة السابقة) ابتداءً من حمل المحرك 85 %.

فرق درجة الحرارة بين دخول وخروج الماء الساخن إلى المولد لكل من آلي التبريد الامتصاصية تساوي $4.5\text{ }^{\circ}\text{C}$

3.1.5 النتائج المتعلقة بخزان الماء الساخن:

درجة الحرارة الوسطية للماء في الخزان عند عمل المحرك بالحمل الكامل = $65.08\text{ }^{\circ}\text{C}$.

درجة الحرارة الوسطية للماء في الخزان عند عمل المحرك بالحمل 85 % = $54.4\text{ }^{\circ}\text{C}$.

كمية الحرارة المقدمة عبر المبادل الداخلي الأنبوبي إلى ماء الخزان عند الحمل الكامل للمحرك = 370.25 kW .

تدفق الماء الداخل للخزان والماء الخارج منه إلى الاستهلاك = 1.94 kg/sec .

نستنتج من النتائج السابقة الخلاصة التالية:

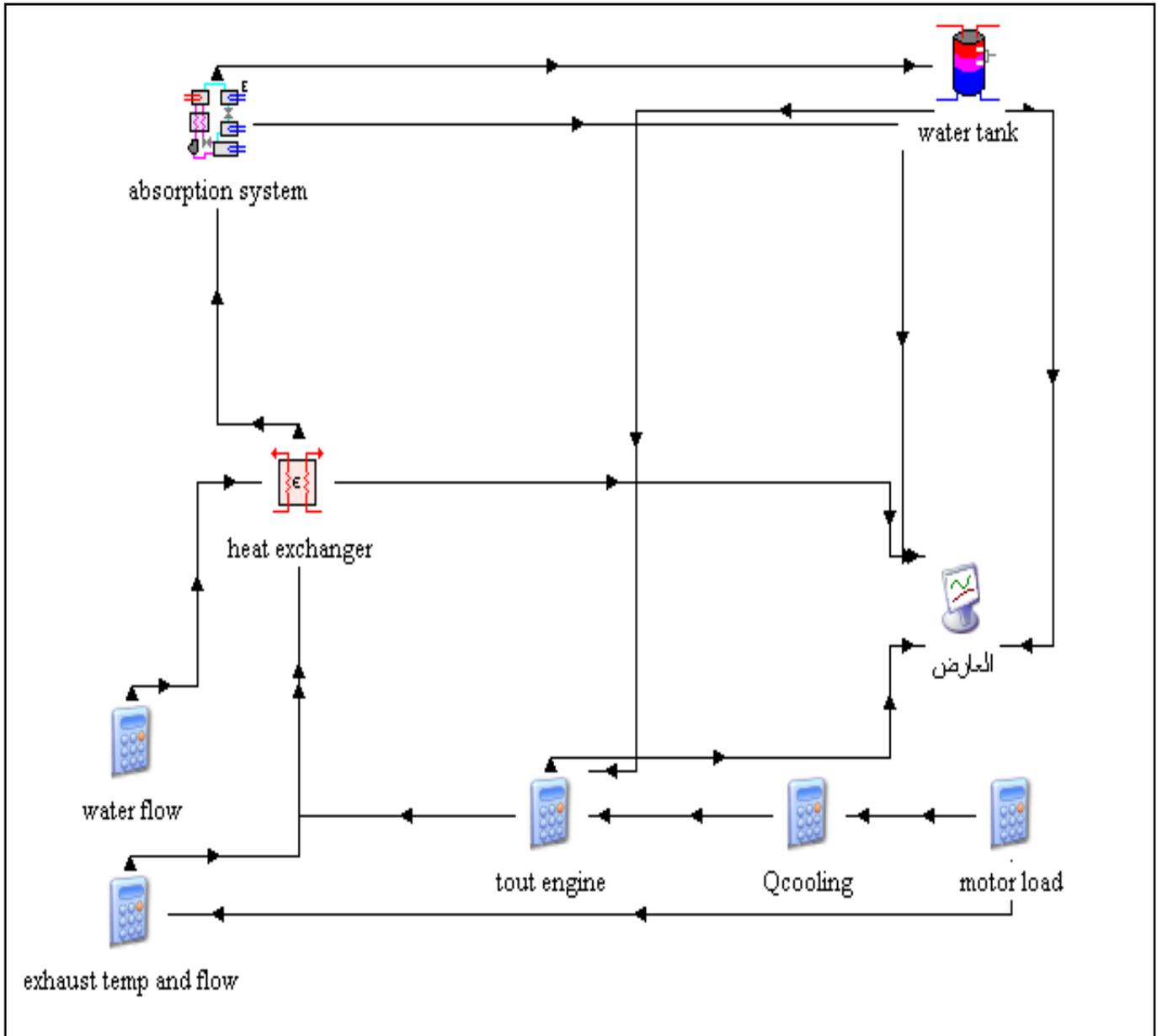
يمكننا الحصول على طاقة تبريدية ثابتة ومستقرة لكل من دارتي التبريد ابتداءً من الحمل 85% للمحرك وذلك

بمقدار 72.84 kW للآلة الأولى و 69.83 kW للآلة الثانية وتكون درجة حرارة ماء الخزان الوسطية عند هذا

الحمل = $54.4\text{ }^{\circ}\text{C}$ وتزداد بازدياد حمل المحرك لتصل حتى $65.08\text{ }^{\circ}\text{C}$ عند حمل المحرك 100 %

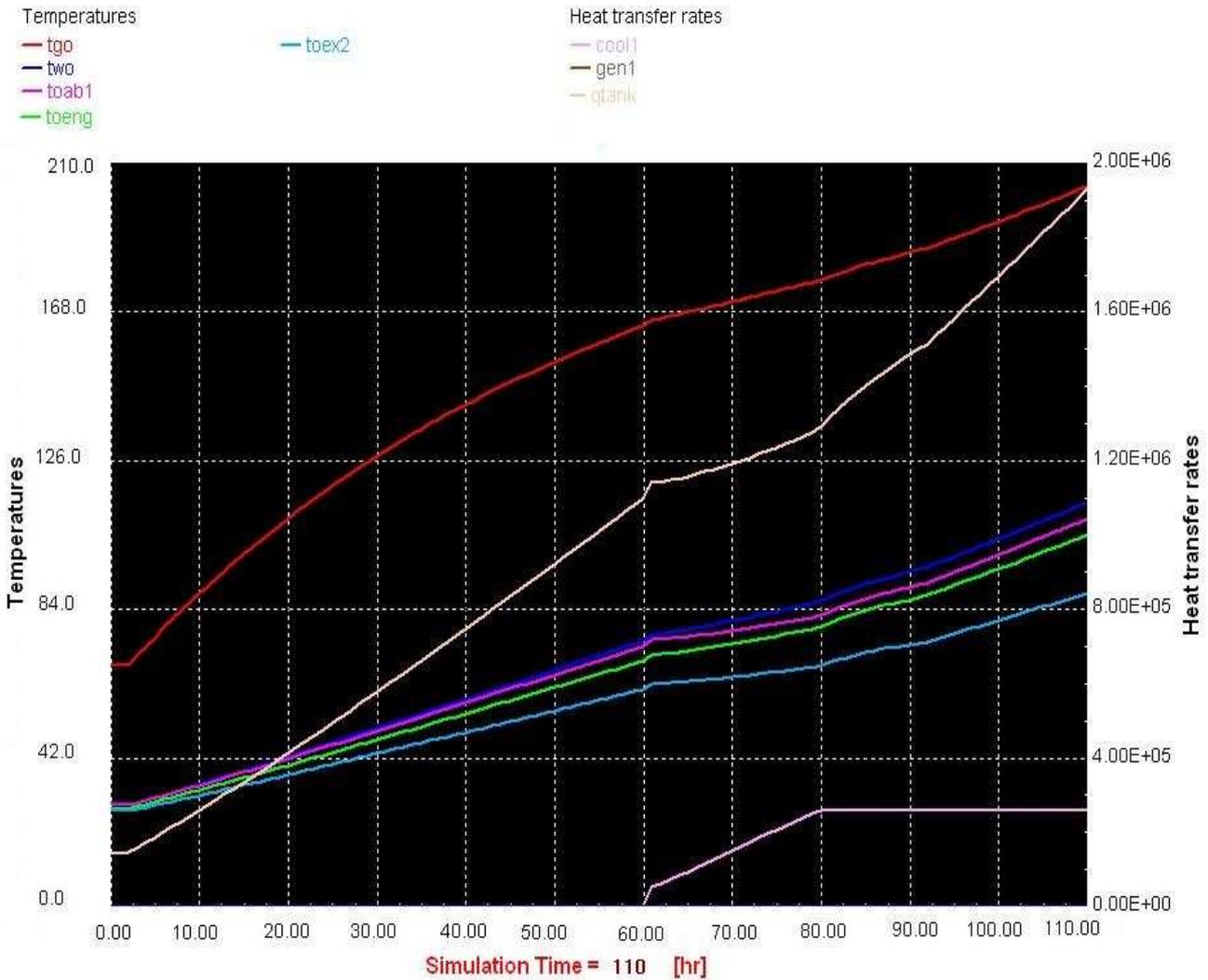
2.5 نمذجة الدارة الصيفية الثانية

يبين الشكل (35) الدارة الصيفية الثانية ممثلة على واجهة البرنامج



الشكل (35) الدارة الصيفية الثانية ممثلة على واجهة البرنامج

المخططات الناتجة



الشكل (4.5) المخطط الناتج من نمذجة الدارة الصيفية الثانية

- يمثل المنحني الأحمر منحنى تغير درجة حرارة خروج غازات العادم من المبادل الحراري بين ماء التبريد وغازات العادم بتغير حمل المحرك
- يمثل المنحني البني منحنى تغير كمية الحرارة المقدمة لماء الخزان عن طريق المبادل الحراري الأنبوبي تبعاً لتغير حمل المحرك
- يمثل المنحني الأزرق الغامق منحنى تغير درجة حرارة الماء الخارجة من المبادل الحراري بين ماء التبريد وغازات العادم تبعاً لتغير حمل المحرك

- يمثل المنحني الزهري منحني تغير درجة حرارة الماء الخارجة من مولد دارة التبريد الامتصاصية الأولى تبعاً لتغير حمل المحرك
 - يمثل المنحني البنفسجي الفاتح تغير الاستطاعة التبريدية الناتجة من دارة التبريد الامتصاصية تبعاً لتغير حمل المحرك
- من المخطط السابق ينتج لدينا ما يلي:

1.2.5 النتائج المتعلقة بدارة التبريد:

أقل درجة حرارة للماء الساخن الداخل للمولد والتي تعمل عندها الآلة = $75\text{ }^{\circ}\text{C}$

الاستطاعة التبريدية لآلة التبريد الأولى عند الحمل الكامل للمحرك (100%) = 72 kW

تعمل آلة التبريد الأولى بشكل مستقر وتعطي طاقة تبريد ثابتة (بمقدار الاستطاعة السابقة) ابتداءً من حمل المحرك 79 %

فرق درجة الحرارة بين دخول وخروج الماء الساخن إلى المولد لكل من آلي التبريد الامتصاصية تساوي $4.5\text{ }^{\circ}\text{C}$

2.2.5 النتائج المتعلقة بخزان الماء الساخن:

تصل درجة الحرارة الوسطية للماء في الخزان عند عمل المحرك بالحمل الكامل إلى $65\text{ }^{\circ}\text{C}$

عند عمل المحرك بالحمل 70 %

كمية الحرارة المقدمة عبر المبادل الداخلي الأنبوبي إلى ماء الخزان عند الحمل الكامل للمحرك = 478 kW

تدفق الماء الداخل للخزان والماء الخارج منه إلى الاستهلاك = 2.778 kg/sec

نستنتج الخلاصة التالية:

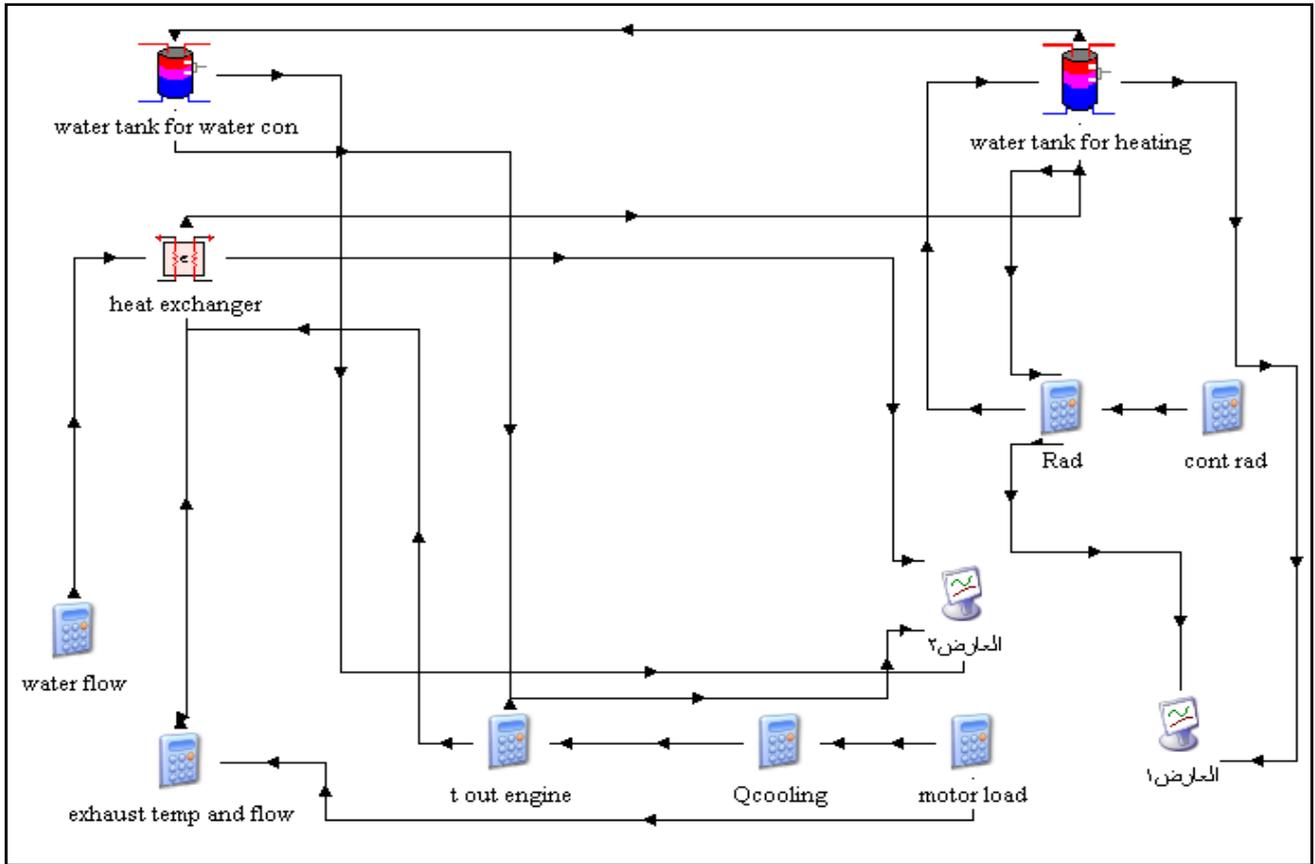
يمكننا الحصول على طاقة تبريدية ثابتة ومستقرة لدارة التبريد ابتداءً من الحمل 79% للمحرك وذلك بمقدار 72

kW وتكون درجة حرارة ماء الخزان الوسطية عند هذا الحمل = $67\text{ }^{\circ}\text{C}$.

3.5 نمذجة الدارة الشتوية

قمنا بنمذجة الدارة الشتوية باستخدام برنامج ترانسيس (trnsyse simulation) لمعرفة الاستطاعة الممكنة الاستفادة منها في التدفئة و في تسخين الماء عند عمل المحرك بالحمل الكامل (100%) وذلك تبعاً لتغير زمن تشغيل المحرك (من 0 ساعة حتى 8 ساعات عمل).

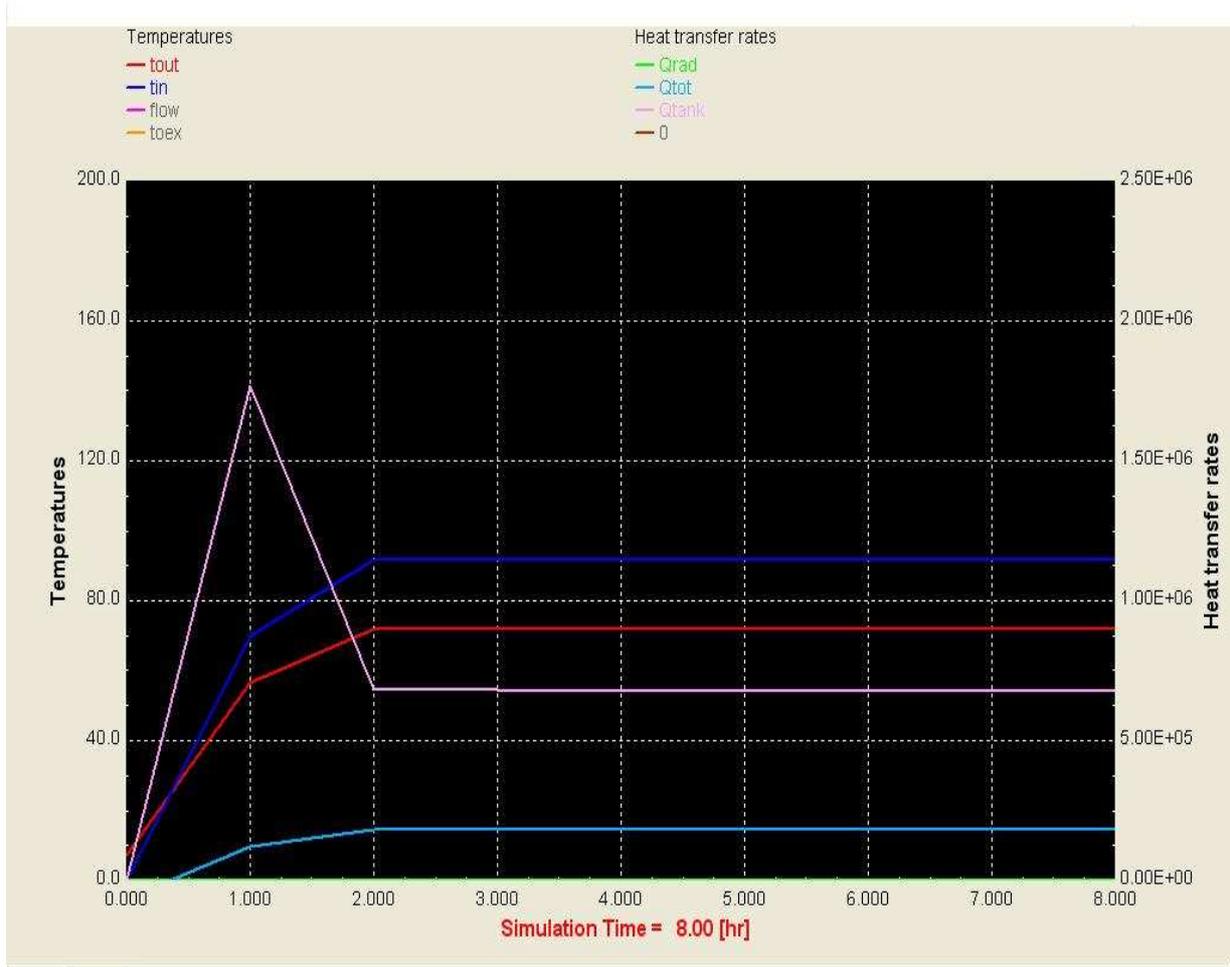
يبين الشكل (55) الدارة الشتوية على واجهة البرنامج



الشكل (55) الدارة الشتوية على واجهة البرنامج

المخططات الناتجة

المخطط الأول



الشكل (6.5) المخطط الأول الناتج من نمذجة الدارة الشتوية

- يمثل المخطط الأزرق الغامق (العلوي) تغير درجة حرارة دخول الماء إلى المشعات بتغير ساعات عمل المحرك.
- يمثل المخطط الأحمر تغير درجة حرارة خروج الماء من المشعات بتغير ساعات عمل المحرك.
- يمثل المخطط البنفسجي تغير كمية الحرارة المقدمة لماء الخزان المستخدم للتدفئة بتغير ساعات عمل المحرك.
- يمثل المخطط الأزرق الفاتح (السفلي) تغير كمية الحرارة المستخدمة في التدفئة بتغير ساعات عمل المحرك.

من المخطط السابق ينتج ما يلي:

ترتفع درجة حرارة الماء الداخل للمشعات (وهو ذاته الماء الخارج من الخزان) إلى القيمة 90°C بعد تشغيل المحرك لمدة 1.91 ساعة ويعود الماء الخارج من المشعات والعائد إلى الخزان بدرجة حرارة 70.75°C .

نلاحظ ازدياد ارتفاع درجة حرارة الماء الداخل إلى المشعات مع ازدياد زمن تشغيل المحرك لتصل أقصى قيمة لها 92°C وتعود منها إلى الخزان بدرجة حرارة 72.12°C عند تشغيل المحرك لمدة ساعتين ونلاحظ بعدها ثبات درجة حرارة دخول وخروج الماء من المشعات مهما ازدادت ساعات عمل المحرك.

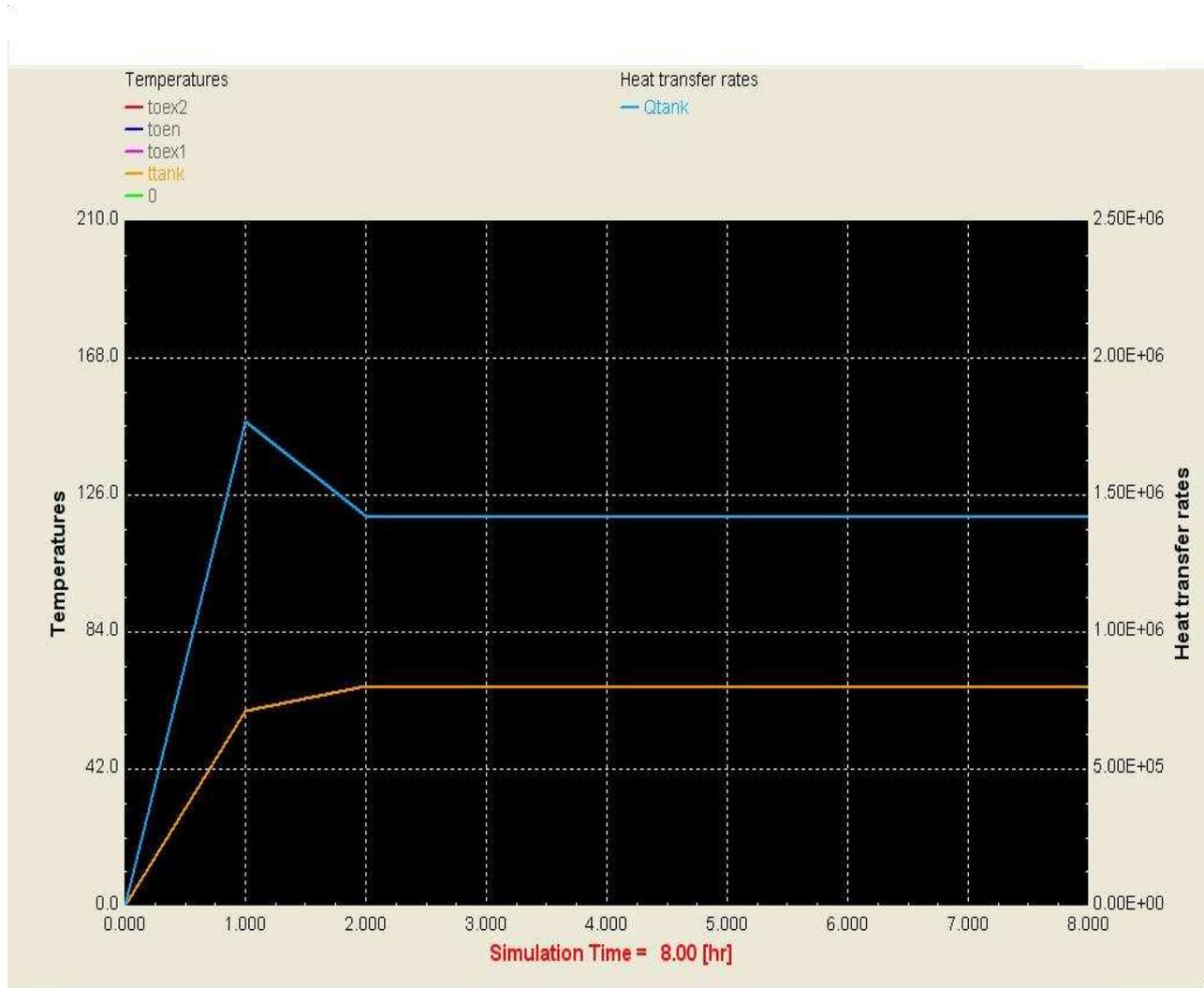
أكبر استطاعة يمكن الحصول عليها من المقطع الواحد للمشع هي 133 W وأكبر استطاعة يمكن الاستفادة منها في التدفئة هي 186.39 kW .

عدد مقاطع المشعات الممكن تركيبها للتدفئة 1400 مقطع.

تدفق الماء الخارج من الخزان = تدفق الماء الداخل إلى المشعات = 2.24 kg/sec .

تتزايد الاستطاعة المقدمة لخزان الماء (المستخدم للتدفئة) عبر المبادل الحراري الأنبوبي الداخلي بشكل كبير عند بدء تشغيل المحرك لتصل إلى أكبر قيمة لها عند تشغيل المحرك لمدة 60 min بعدها تبدأ الاستطاعة بالنقصان تدريجياً نتيجة ارتفاع درجة حرارة الماء في الخزان لتصل القيمة 190.5 kW عند زمن التشغيل 120 min وتستمر الاستطاعة بالنقصان بمعدل ضئيل لتثبت عند الاستطاعة 188.98 kW عند تشغيل المحرك لمدة 7 hours ولا تتغير بعدها مهما ازداد زمن تشغيل المحرك.

المخطط الثاني



الشكل (7.5) المخطط الثاني الناتج من نمذجة الدارة الشتوية

- يمثل المخطط الأصفر تغير درجة حرارة الوسطية للماء في الخزان المستخدم للاستهلاك اليومي بتغير ساعات عمل المحرك.
- يمثل المخطط الأزرق تغير كمية الحرارة المقدمة لماء الخزان المستخدم للاستهلاك اليومي بتغير ساعات عمل المحرك.

من المخطط السابق ينتج ما يلي:

تتزايد الاستطاعة المقدمة لخزان الماء (المستخدم لاستهلاك الماء الساخن) عبر المبادل الحراري الأنبوبي الداخلي بشكل كبير عند بدء تشغيل المحرك لتصل إلى أكبر قيمة عند تشغيل المحرك لمدة (60min) بعدها تبدأ الاستطاعة بالنقصان تدريجياً نتيجة ارتفاع درجة حرارة الماء في الخزان لتصل القيمة (395.67 kW) عند تشغيل المحرك لمدة 120 min وتستمر الاستطاعة بالنقصان بمعدل ضئيل لتثبت عند الاستطاعة 395.4 Kw عند تشغيل المحرك لمدة 242 min ولا تتغير بعدها مهما ازداد زمن تشغيل المحرك.

تتزايد درجة حرارة خزان الماء الساخن (المستخدم لاستهلاك الماء الساخن) بشكل كبير عند بدء تشغيل المحرك لتصل إلى قيمة (60.21°C) عند تشغيل المحرك لمدة 60 min وتستمر درجة حرارة الماء في الخزان بالازدياد لكن بمعدل أقل لتصل القيمة (67.46 °C) نتيجة ارتفاع درجة حرارة الماء في الخزان وذلك عند تشغيل المحرك لمدة 120 min لتثبت درجة حرارة خزان الماء عند هذه القيمة ولا تتغير بعدها مهما ازداد زمن تشغيل المحرك.

الفصل السادس النتائج والتوصيات

من الدراسة الحرارية النظرية والنمذجة للدارات المقترحة في فصلي الصيف والشتاء تم التوصل إلى النتائج التالية:

1-6 الدارة الصيفية الأولى :

تبين من الدراسة النظرية ونمذجة الدارة الصيفية الأولى أن الدارة تعمل بشكل مستقر ابتداءً من حمل المحرك 85% وبالتالي يفضل استثمار الدارة عند عمل المحرك عند هذا الحمل حيث يبين الجدول (1-6) نتائج الدارة الأولى عند تشغيل المحرك عند الحمل % 85

الطاقة التبريدية الناتجة	درجة الماء في الخزان	حجم الخزان	الطاقة التسخينية المقدمة للخزان عبر المبادل الحراري الأنبوبي	تدفق الماء البارد الداخل إلى الخزان
142.67 kW	54.4 °C	4 متر مكعب	297.75 kW	1.94 kg/sec

الجدول (1-6)

2-6 الدارة الصيفية الثانية:

تبين من الدراسة النظرية و نمذجة الدارة الصيفية الثانية أن الدارة تعمل بشكل مستقر ابتداءً من حمل المحرك % 79 وبالتالي يفضل استثمار الدارة عند عمل المحرك عند هذا الحمل.

حيث يبين الجدول (2-6) نتائج الدارة الثانية عند تشغيل المحرك عند الحمل % 79

الطاقة التبريدية النتيجة	درجة الماء في الخزان	حجم الخزان	الطاقة التسخينية المقدمة للخزان عبر المبادل الحراري الأنبوبي	تدفق الماء البارد الداخل إلى الخزان
72 kW	67 °C	4 متر مكعب	359 kW	2.778 kg/sec

الجدول (2-6)

3-6 الدارة الشتوية:

تبين من الدراسة النظرية و نمذجة الدارة الشتوية أن الدارة تعمل بشكل مستقر بعد ساعتين من تشغيل المحرك عند حمل المحرك % 100 وبالتالي يفضل استثمار الدارة عند هذه الحالة حيث يبين الجدول (3-6) والجدول (4-6) نتائج الدارة الشتوية عند تشغيل المحرك لمدة ساعتين عند الحمل % 100.

الاستطاعة الحرارية المقدمة للخزان (الماء الساخن)	درجة الماء في الخزان	حجم الخزان	تدفق الماء البارد الداخل إلى الخزان
395.67 Kw	67.45	2 متر مكعب	1.94 kg/sec

الجدول (3-6)

الاستطاعة الحرارية المقدمة للخرزان (التدفئة)	الاستطاعة الكلية المستفاد منها في التدفئة	درجة حرارة دخول الماء إلى المشعات	درجة حرارة خروج الماء من المشعات	استطاعة المقطع الواحد للمشع	حجم خزان الماء المستخدم للتدفئة	تدفق الماء الخارج من الخزان إلى المشعات
188.98 Kw	186.39 kW	92 °C	72.12 °C	133W	4 متر مكعب	2.24 kg/sec

الجدول (4-6)

تبين من النتائج السابقة وذلك بعد الدراسة النظرية والنمذجة للدارات المقترحة في البحث أنه من الممكن استخدام مثل هذه الدارات لاسترجاع الحرارة في محركات الديزل التي تعمل بشكل مستمر كما في حال محركات الديزل التي تشغل مولدات كهرباء في مناطق نائية أو في التطبيقات التي تشغل المحرك بصورة مستمرة وبالتالي من الممكن إنتاج طاقة إضافية واستخدامها، حسب الحاجة إليها في مجالات شتى، لذلك نقترح ما يلي :

- التوجه إلى مثل هذه التطبيقات لما لها من دور جيد في حفظ الطاقة والاستثمار الأمثل لها.
- الدعم المعنوي والمادي وتنشيط حركة البحث في مجالات استرجاع الطاقة.
- تطبيق جميع سبل ترشيد الطاقة والحفاظ عليها واستثمارها بالشكل الأمثل.
- تشجيع التعاون مع الدول المتقدمة في هذا المجال والاستفادة من خبرتها قدر الإمكان.

المراجع العلمية العربية

- [1] محركات الاحتراق الداخلي - د.م محمد ديب سليمان .
- [2] محركات الديزل - م.محمود ربيع الملط.
- والمطبوعات 2004- [3] انتقال الحرارة والكتلة - د.م بسام عبد المجيد الكيوان.مديرية الكتب والمطبوعات . 2005
- [4] انتقال الحرارة - د.م أحمد نحاس.
- [5] آلات التبريد- د.م بسام عبد المجيد الكيوان . مديرية الكتب والمطبوعات 2003.
- [6] د.نايف العبود، الآلات الحرارية – الجزء الأول محركات الاحتراق الداخلي منشورات جامعة البعث .1982
- [7] محاضرات في التبريد باستخدام الطاقة الشمسية - د.م عيسى سلوم

المراجع الأجنبية

[8]- Engineering fundamentals of the internal combustion Engine willard
of Wisconsn-Platteville.w.Pulkrabek-univercity

[9]-Effective utilization waste heat from diesel genset to run air
conditioning plant-R.J.Yadav and R.S.Verma.

[10]-Tri-Generation Application in Mout Power Plant at EL-Dakhlah
Oasis-Ibrahium yassien ,Mahmoud Galy and Hafez El-Salmawy.

[11]- www.ejbowman.co.uk

[12]-Lesson 14 –Vapour Absorption Refrigeration systems

[13]-Lesson 16-Vapour Absorption Refrigeration Systems based on
Ammonia-water pair.

[14]- Mechanical Engineers Handbook: Energy and power, volume4,third
Edition, copyright 2006by john wiley and sons.

[15]-www.VOLVO PENTA .com

[16]- Heat Exchanger Design HandBook-MECHANICAL ENGINEERING-A
of textbooks and Reference Books –Founding Editor LL Faulkner Series

ملحق الجداول

الجدول (1-1) نسبة توزيع الطاقة الحرارية للوقود في محرك ديزل يعمل تحت الحمل الكامل
الجدول (1-4) القيم المميزة لنقاط دارة التبريد الامتصاصية الأولى على المخطط h, ζ
الجدول (2-4) القيم المميزة لنقاط دارة التبريد الامتصاصية الثانية على المخطط h, ζ
الجدول (3-4) الاختلاف بين الدارتين الصيفيتين المقترحتين الأولى والثانية في الاستطاعة المستفاد منها في التبريد وفي تسخين الماء وزمن التسخين للخزان الواحد وذلك عند عمل المحرك بالحمل الكامل
الجدول (1-6) نتائج الدارة الصيفية الأولى عند تشغيل المحرك عند الحمل % 85
الجدول (2-6) نتائج الدارة الصيفية الثانية عند تشغيل المحرك عند الحمل % 79
الجدول (3-6) والجدول (4-6) نتائج الدارة الشتوية عند تشغيل المحرك لمدة ساعتين عند الحمل % 100.

ملحق الأشكال

الشكل (1-1) محرك الديزل
الشكل (1-2) مبادل حراري متوازي الجريان
الشكل (2-2) مبادل حراري متعاكس الجريان
الشكل (3-2) مبادل حراري متعامد الجريان
الشكل (4-2) مبادل مزدوج الأنبوب
الشكل (5-2) مبادل غلاف ومجموعة أنابيب
الشكل (6-2) مبادل الأنبوب الملتف
الشكل (7-2) مبادل صفائحي
الشكل (8-2) مبادل حراري مسطح ومزعنف
الشكل (9-2) مبادل حراري أنبوبي مزعنف
الشكل (1-3) رسم تخطيطي لطريقة عمل أحد أنظمة التبريد الامتصاصية
الشكل (2-3) مخطط رمزي لأحد أنظمة التبريد الامتصاصية
الشكل (3-3) التوازن الحراري في دائرة التبريد الامتصاصية
الشكل (4-3) دائرة كارنو الثنائية لآلة التبريد الامتصاصية في المخطط T,S
الشكل (5-3) بنية المخطط Log p,h
الشكل (1-4) الدارة الصيفية المقترحة للاستفادة من حرارة غازات العادم وماء التبريد
الشكل (2-4) مبادل حراري لاستعادة الحرارة الضائعة مع غازات العادم
الشكل (3-4) دائرة العمل النظرية على المخطط $1/T, \log(p)$
الشكل (4-4) مخطط العمل لآلة تبريد امتصاصية
الشكل (5-4) دائرة العمل الفعلية على المخطط $1/T, \log(p)$
الشكل (6-4) دائرة العمل الفعلية على المخطط h, ζ
الشكل (7-4) تصميم دائرة التبريد الامتصاصية الأولى على المخطط h, ζ
الشكل (8-4) رسم تخطيطي لمولد نو مقطر
الشكل (9-4) توصيلات برج التبريد إلى الدارة الامتصاصية

الشكل (4-10) تصميم دائرة التبريد الامتصاصية الثانية على المخطط h, ζ
الشكل (4-11) مخطط الدارة الصيفية المقترحة الثانية
الشكل (4-12) الدارة الشتوية المقترحة للاستفادة من حرارة ماء التبريد وغازات العادم في محرك الديزل
الشكل (5-1) الدارة الصيفية الأولى ممثلة على واجهة البرنامج TRNSYS
الشكل (5-2) المخطط الناتج من نمذجة الدارة الصيفية الأولى
الشكل (5-3) الدارة الصيفية الثانية ممثلة على واجهة البرنامج TRNSYS
الشكل (5-4) المخطط الناتج من نمذجة الدارة الصيفية الثانية
الشكل (5-5) الدارة الشتوية على واجهة البرنامج TRNSYS
الشكل (5-6) المخطط الأول الناتج من نمذجة الدارة الشتوية
الشكل (5-7) المخطط الثاني الناتج من نمذجة الدارة الشتوية

الملحقات

• الجدول 1 (الخواص الفيزيائية للماء)

• الجدول 2 (الخواص الفيزيائية لغازات العادم)

• المخطط 1 $(\log(p), 1/T)$

• المخطط 2 المخطط (h, ξ)

• المخطط 3 (المخطط $\log p, h$)

ملحق ٣ - الخواص الفيزيائية للماء على خط الإشباع

$t, ^\circ\text{C}$	$p \times 10^{-5}, \text{Pa}$	$\rho, \text{kg/m}^3$	$i, \text{kJ/kg}$	$c_p, \text{kJ/kg} \cdot \text{K}$	$k \times 10^2, \text{W/m} \cdot \text{K}$	$\alpha \times 10^8, \text{m}^2/\text{s}$	$\mu \times 10^6, \text{N} \cdot \text{s/m}^2$	$\nu \times 10^6, \text{m}^2/\text{s}$	$\beta \times 10^4, 1/\text{K}$	$\sigma \times 10^4, \text{N/m}$	Pr
0	1.013	999.9	0	4.212	55.1	13.1	1788	1.789	-0.63	756.4	13.67
10	1.013	999.7	42.04	4.191	57.4	13.7	1306	1.306	+0.70	741.6	9.52
20	1.013	998.2	83.91	4.183	59.9	14.3	1004	1.006	1.82	726.9	7.02
30	1.013	995.7	125.7	4.174	61.8	14.9	801.5	0.805	3.21	712.2	5.42
40	1.013	992.2	167.5	4.174	63.5	15.3	653.3	0.659	3.87	696.5	4.31
50	1.013	988.1	209.3	4.174	64.8	15.7	549.4	0.556	4.49	676.9	3.54
60	1.013	983.1	251.1	4.179	65.9	16.0	469.9	0.478	5.11	662.2	2.98
70	1.013	977.8	293.0	4.187	66.8	16.3	406.1	0.415	5.70	643.5	2.55
80	1.013	971.8	355.0	4.195	67.4	16.6	355.1	0.365	6.32	625.9	2.21
90	1.013	965.3	377.0	4.208	68.0	16.8	314.9	0.326	6.95	607.2	1.95
100	1.013	958.4	419.1	4.220	68.3	16.9	282.5	0.295	7.52	588.6	1.75
110	1.43	951.0	461.4	4.233	68.5	17.0	259.0	0.272	8.08	569.0	1.60
120	1.98	943.1	503.7	4.250	68.6	17.1	237.4	0.252	8.64	548.4	1.47
130	2.70	934.8	546.4	4.266	68.6	17.2	217.8	0.233	9.19	528.3	1.36
140	3.61	926.1	589.1	4.287	68.5	17.2	201.1	0.217	9.72	507.2	1.26
150	4.76	917.0	632.2	4.313	68.4	17.3	186.4	0.203	10.3	486.6	1.17
160	6.18	907.0	675.4	4.346	68.3	17.3	173.6	0.191	10.7	466.0	1.10
170	7.92	897.3	719.3	4.380	67.9	17.3	162.8	0.181	11.3	443.4	1.05
180	10.03	886.9	763.3	4.417	67.4	17.2	153.0	0.173	11.9	422.8	1.00
190	12.55	876.0	807.8	4.459	67.0	17.1	144.2	0.165	12.6	400.2	0.96
200	15.55	863.0	852.5	4.505	66.3	17.0	136.4	0.158	13.3	376.7	0.93
210	19.08	852.8	897.7	4.555	65.5	16.9	130.5	0.153	14.1	354.1	0.91
220	23.20	840.3	943.7	4.614	64.5	16.6	124.6	0.148	14.8	331.6	0.89
230	27.98	827.3	990.2	4.681	63.7	16.4	119.7	0.145	15.9	310.0	0.88
240	33.48	813.6	1037.5	4.756	62.8	16.2	114.8	0.141	16.8	285.5	0.87
250	39.78	799.0	1085.7	4.844	61.8	15.9	109.9	0.137	18.1	261.9	0.86
260	46.94	784.0	1135.7	4.949	60.5	15.6	105.9	0.135	19.7	237.4	0.87
270	55.05	767.9	1185.7	5.070	59.0	15.1	102.0	0.133	21.6	214.8	0.88
280	64.19	750.7	1236.8	5.230	57.4	14.6	98.1	0.131	23.7	191.3	0.90
290	74.45	732.3	1290.0	5.485	55.8	13.9	94.2	0.129	26.2	168.7	0.93
300	85.92	712.5	1344.9	5.736	54.0	13.2	91.2	0.128	29.2	144.2	0.97
310	98.70	691.1	1402.2	6.071	52.3	12.5	88.3	0.128	32.9	120.7	1.03
320	112.90	667.1	1462.1	6.574	50.6	11.5	85.3	0.128	38.2	98.10	1.11
330	128.65	640.2	1526.2	7.244	48.4	10.4	81.4	0.127	43.3	76.71	1.22
340	146.08	610.1	1594.8	8.165	45.7	9.17	77.5	0.127	53.4	56.70	1.39
350	165.37	574.4	1671.4	9.504	43.0	7.88	72.6	0.126	66.8	38.16	1.60
360	186.74	528.0	1761.5	13.984	39.5	5.36	66.7	0.126	109	20.21	2.35
370	210.53	450.5	1892.5	40.321	33.7	1.86	56.9	0.126	164	4.709	6.79

الجدول 1 (الخواص الفيزيائية للماء)

الجدول (م) الخواص الفيزيائية لغازات الاحتراق

$$(B = 760 \text{ mm Hg} \approx 1.01 \times 10^5 \text{ Pa}; \bar{p}_{\text{CO}_2} = 0.13; \bar{p}_{\text{H}_2\text{O}} = 0.11; \\ \bar{p}_{\text{N}_2} = 0.76)$$

$t, ^\circ\text{C}$	$\rho, \text{kg/m}^3$	$c_p, \text{kJ/kg}\cdot^\circ\text{C}$	$k \times 10^2, \text{W/m}\cdot^\circ\text{C}$	$\alpha \times 10^6, \text{m}^2/\text{s}$	$\mu \times 10^6, \text{Pa}\cdot\text{s}$	$\nu \times 10^6, \text{m}^2/\text{s}$	Pr
0	1.295	1.042	2.28	16.9	15.8	12.20	0.72
100	0.950	1.068	3.13	30.8	20.4	21.54	0.69
200	0.748	1.097	4.01	48.9	24.5	32.80	0.67
300	0.617	1.122	4.84	69.9	28.2	45.81	0.65
400	0.525	1.151	5.70	94.5	31.7	60.38	0.64
500	0.457	1.185	6.56	121.1	34.8	76.30	0.63
600	0.405	1.214	7.42	150.9	37.9	93.61	0.62
700	0.363	1.239	8.27	183.8	40.7	112.1	0.61
800	0.330	1.264	9.15	219.7	43.4	131.8	0.60
900	0.301	1.290	10.0	258.0	45.9	152.5	0.59
1000	0.275	1.306	10.90	303.4	48.4	174.3	0.58
1100	0.257	1.323	11.75	345.5	50.7	197.1	0.57
1200	0.240	1.340	12.62	392.4	53.0	221.0	0.56

الجدول 2 (الخواص الفيزيائية لغازات العادم)

